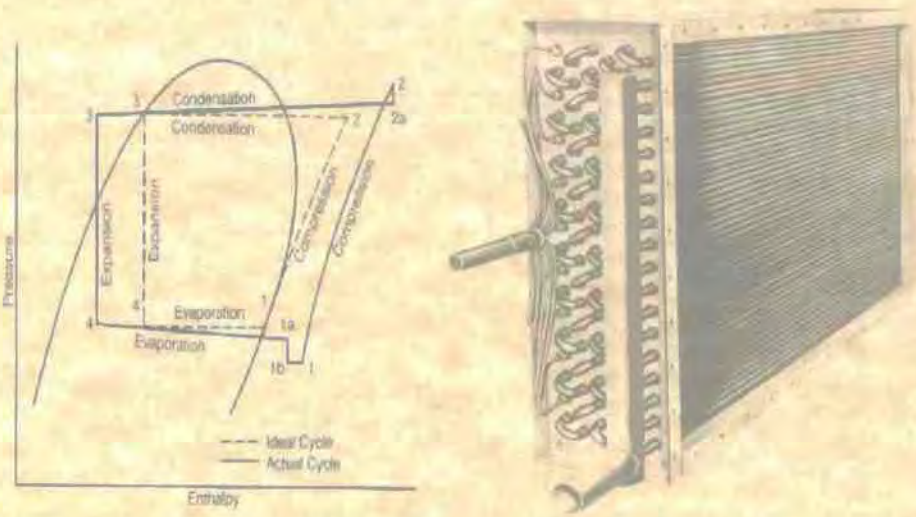
ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ
ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΠΙΣΤΗΜΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΒΙΟΜΗΧΑΝΙΑΣ
ΠΡΟΓΡΑΜΜΑ ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΩΝ ΣΠΟΥΔΩΝ
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΦΥΣΙΚΩΝ & ΧΗΜΙΚΩΝ ΔΙΕΡΓΑΣΙΩΝ

ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ ΜΕ ΘΕΜΑ:

'ΤΕΧΝΙΚΟΟΙΚΟΝΟΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΑΝΤΑΙΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΑΕΡΑ-ΑΕΡΑ'



ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΟΣ ΦΟΙΤΗΤΗΣ:
ΚΑΡΑΓΙΑΝΝΗΣ ΓΕΩΡΓΙΟΣ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ:
Dr. Β. ΜΠΟΝΤΟΖΟΓΛΟΥ

ΒΟΛΟΣ,
ΔΕΚΕΜΒΡΙΟΣ 1999

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ
ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΠΙΣΤΗΜΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΒΙΟΜΗΧΑΝΙΑΣ
ΠΡΟΓΡΑΜΜΑ ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΩΝ ΣΠΟΥΔΩΝ
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΦΥΣΙΚΩΝ & ΧΗΜΙΚΩΝ ΔΙΕΡΓΑΣΙΩΝ

ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ ΜΕ ΘΕΜΑ: 'ΤΕΧΝΙΚΟΟΙΚΟΝΟΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΑΕΡΑ-ΑΕΡΑ'

ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΟΣ ΦΟΙΤΗΤΗΣ:
ΚΑΡΑΓΙΑΝΝΗΣ ΓΕΩΡΓΙΟΣ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ:
Dr. Β. ΜΠΟΝΤΟΖΟΓΛΟΥ

ΕΞΕΤΑΣΤΙΚΗ ΕΠΙΤΡΟΠΗ:
Dr. Α. ΣΤΑΜΑΤΕΑΔΟΣ
Dr. Γ. ΛΥΜΠΕΡΟΠΟΥΛΟΣ
Dr. Ν. ΒΛΑΧΟΣ
Dr. Δ. ΒΑΛΟΥΓΕΩΡΓΗΣ

ΒΟΛΟΣ,
ΔΕΚΕΜΒΡΙΟΣ 1999

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

Ι. ΠΕΡΙΛΗΨΗ 1

ΙΙ. ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ 3

ΙΙΙ. ΕΥΧΑΡΙΣΤΗΡΙΟ ΣΗΜΕΙΩΜΑ 4

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ 5

1.1. ΒΑΣΙΚΕΣ ΕΝΝΟΙΕΣ 5

1.2. ΨΥΚΤΕΣ (ΨΥΓΕΙΑ) ΚΑΙ ΑΝΤΛΙΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ - ΕΙΣΑΓΩΓΗ 7

1.2.1. ΨΥΚΤΕΣ (ΨΥΓΕΙΑ) ΚΑΙ ΑΝΤΛΙΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ - ΑΝΑΛΥΣΗ 7

1.2.2. Ο ΑΝΤΙΣΤΡΟΦΟΣ (ΑΝΤΕΣΤΡΑΜΜΕΝΟΣ) ΚΥΚΛΟΣ CARNOT 9

1.2.3. Ο ΙΔΑΝΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΨΥΞΗΣ ΜΕ ΣΥΜΠΙΕΣΗ ΑΤΜΟΥ 11

1.2.4. ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΟΙ ΚΥΚΛΟΙ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΨΥΞΗΣ ΜΕ ΣΥΜΠΙΕΣΗ ΑΤΜΟΥ 15

1.3. ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΑΝΤΛΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ – ΑΝΤΛΙΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ 18

1.4. ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΩΝ ΤΟΥ ΨΥΚΤΙΚΟΥ ΚΥΚΛΟΥ 20

1.4.1. ΒΑΛΒΙΔΑ ΣΤΡΑΓΓΑΛΙΣΜΟΥ 20

1.4.2. ΣΥΜΠΙΕΣΤΗΣ 21

1.4.3. ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ 22

1.5. Η ΕΠΙΛΟΓΗ ΤΟΥ ΣΩΣΤΟΥ ΨΥΚΤΙΚΟΥ ΜΕΣΟΥ 23

1.6. ΚΛΙΜΑΤΙΣΜΟΣ ΚΑΙ ΑΝΘΡΩΠΙΝΗ ΑΝΕΣΗ (ΕΥΕΞΙΑ) 25

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2. ΕΞΑΤΜΙΣΤΗΡΕΣ ΚΑΙ ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΕΣ ΓΙΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΨΥΞΗΣ ΚΑΙ ΚΛΙΜΑΤΙΣΜΟΥ 29

2.1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ 29

2.1.1. ΥΠΟΒΑΘΡΟ 29

2.1.2. ΤΥΠΙΚΗ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑ ΕΞΑΤΜΙΣΤΗΡΑ 30

2.1.3. ΤΥΠΙΚΗ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑ ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΗ 31

2.1.4. ΤΥΠΟΙ ΕΝΑΛΛΑΚΤΩΝ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΣΕ ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ ΨΥΞΗΣ ΚΑΙ ΚΛΙΜΑΤΙΣΜΟΥ 32

2.2. ΑΝΑΛΥΣΗ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ 34

2.2.1. ΓΕΝΙΚΕΣ ΕΞΙΣΩΣΕΙΣ 34

2.2.2. ΑΝΑΛΥΣΗ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ ΜΕ ΤΗ ΜΕΘΟΔΟ ΧΟΝΔΡΙΚΗΣ ΠΡΟΣΕΓΓΙΣΗΣ 36

2.2.3. ΟΛΟΚΛΗΡΩΣΗ ΓΙΑ ΤΟΝ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟ ΤΗΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΜΕ ΤΗ ΜΕΘΟΔΟ ΤΟΠΙΚΗΣ ΠΡΟΣΕΓΓΙΣΗΣ 38

2.3. ΕΞΑΤΜΙΣΤΗΡΑΣ ΜΕ ΣΠΕΙΡΕΣ 39

2.3.1. ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΚΑΙ ΕΙΔΙΚΑ ΖΗΤΗΜΑΤΑ 39

2.3.2. ΜΕΤΑΔΟΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΚΑΤΑ ΤΗΝ ΕΞΑΤΜΙΣΗ ΤΟΥ ΨΥΚΤΙΚΟΥ ΜΕΣΑ ΣΤΟΥΣ ΑΥΛΟΥΣ 42

2.3.3. ΕΠΑΥΞΗΣΗ ΤΗΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΜΕΣΑ ΣΤΟΥΣ ΑΥΛΟΥΣ 48

2.3.4. ΜΕΤΑΔΟΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΑΠΟ ΤΗΝ ΠΛΕΥΡΑ ΤΟΥ ΑΕΡΑ 53

2.3.5. ΜΕΤΑΔΟΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΓΙΑ ΣΠΕΙΡΕΣ ΜΕ ΥΓΡΑΣΙΑ 59

2.3.6. ΜΕΤΑΔΟΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΑΠΟ ΤΗ ΣΠΕΙΡΑ ΜΕΣΩ ΣΤΡΩΜΑΤΟΣ ΠΑΓΟΥ 61

2.3.7. ΣΥΝΑΡΜΟΓΗ ΤΩΝ ΠΤΕΡΥΓΙΩΝ ΚΑΙ ΑΝΤΙΣΤΑΣΗ ΘΕΡΜΙΚΗΣ ΕΠΑΦΗΣ 62

2.3.8. ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ: ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΟΛΙΚΟΥ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΓΙΑ ΣΠΕΙΡΑ ΕΞΑΤΜΙΣΤΗΡΑ 64

2.4. ΣΠΕΙΡΕΣ ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΗ 67

2.4.1. ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΚΑΙ ΕΙΔΙΚΕΣ ΘΕΩΡΗΣΕΙΣ 67

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

4.4. ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ 2^{0}C 94

4.5. ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ 4^{0}C 95

4.6. ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ 6^{0}C 96

4.7. ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ 8^{0}C 97

4.8. ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ 10^{0}C 98

4.9. ΣΥΓΚΕΝΤΡΩΤΙΚΑ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ 99

4.10. ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΣΥΧΝΟΤΗΤΑΣ ΚΑΙ ΤΟΥ COP ΜΕ ΤΗ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΤΟΥ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ 100

4.11. ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΠΡΟΣ ΔΙΑΘΕΣΗ ΣΕ ΣΧΕΣΗ ΜΕ ΤΗ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ ΓΙΑ ΣΤΑΘΕΡΗ ΣΥΧΝΟΤΗΤΑ ΣΥΜΠΙΕΣΤΗ 101

4.12. ΣΧΟΛΙΑΣΜΟΣ ΤΩΝ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ 102

4.12.1. ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ COP 102

4.12.2. ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΠΡΟΣ ΔΙΑΘΕΣΗ QCOND ΚΑΙ ΕΡΓΟ ΣΥΜΠΙΕΣΗΣ WCOMP 102

4.12.3. ΥΨΗΛΗ ΠΙΕΣΗ pc_eq, ΧΑΜΗΛΗ ΠΙΕΣΗ pev_eq, ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΕΞΟΔΟΥ ΑΕΡΑ ΑΠΟ ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΗ tca2 ΚΑΙ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΕΞΟΔΟΥ ΑΕΡΑ ΑΠΟ ΕΞΑΤΜΙΣΤΗΡΑ teva2 103

4.12.4. ΟΛΙΚΟΙ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΕΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΚΑΙ ΜΑΖΙΚΗ ΠΑΡΟΧΗ ΨΥΚΤΙΚΟΥ 103

4.12.5. ΕΠΙΠΡΟΣΘΕΤΕΣ ΠΑΡΑΤΗΡΗΣΕΙΣ 104

4.13. ΑΛΛΑΓΗ ΙΣΧΥΟΣ ΑΝΕΜΙΣΤΗΡΑ 104

4.14. ΒΕΛΤΙΩΣΗ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΩΝ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΑΠΟ ΤΗΝ ΠΛΕΥΡΑ ΤΟΥ ΑΕΡΑ 107

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5.ΟΙΚΟΝΟΜΙΚΗ ΑΝΑΑΥΣΗ – U.S. DEP. OF ENERGY (DOE) 111

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

2.4.2. ΟΜΟΙΟΤΗΤΕΣ ΜΕΤΑΞΥ ΣΠΕΙΡΑΣ ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΗ ΚΑΙ ΕΞΑΤΜΙΣΤΗΡΑ....68
2.4.3. ΜΕΤΑΔΟΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΛΟΓΩ ΣΥΜΠΥΚΝΩΣΗΣ ΤΟΥ ΨΥΚΤΙΚΟΥ ΜΕΣΑ ΣΤΟΥΣ ΑΥΛΟΥΣ....68
2.4.4. ΕΠΑΥΞΗΣΗ ΤΗΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΜΕΣΑ ΣΤΟΥΣ ΑΥΛΟΥΣ....72
2.5. ΟΝΟΜΑΤΟΛΟΓΙΑ....74

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3. ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ....77

3.1. ΣΥΜΠΙΕΣΤΗΣ....77
3.2. ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΗΣ....78
3.3. ΒΑΛΒΙΔΑ ΕΚΤΟΝΩΣΗΣ....80
3.4. ΕΞΑΤΜΙΣΤΗΡΑΣ....80
3.5. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΩΝ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΩΝ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ 81
3.6. Η ΥΠΟΡΟΥΤΙΝΑ FLUIDS....85
3.7. ΟΙ ΜΕΤΑΒΛΗΤΕΣ ΤΟΥ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑΤΟΣ....85
3.8. ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΕΙΣΟΔΟΥ – ΑΡΧΕΙΟ ΕΙΣΟΔΟΥ....86
3.9. ΣΥΓΚΛΙΣΗ ΤΟΥ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑΤΟΣ....87
3.10. ΑΡΧΕΙΑ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ....89

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4. ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ ΓΙΑ ΤΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΘΕΡΜΑΝΣΗΣ....90

4.1. ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ -3^0C....90
4.2. ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ -1^0C....92
4.3. ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ 0^0C....93

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

5.1. ΑΝΑΛΥΣΗ ΑΠΟ ΤΗ ΣΚΟΠΙΑ ΤΟΥ ΜΗΧΑΝΙΚΟΥ 111
5.1.1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ 111
5.1.2. ΚΛΑΣΕΙΣ ΠΡΟΪΟΝΤΩΝ 112
5.1.3. ΣΧΕΔΙΑΣΤΙΚΕΣ ΕΠΙΛΟΓΕΣ 113
5.1.4. ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΑ ΔΕΔΟΜΕΝΑ 125
5.1.5. ΜΟΝΤΕΛΟ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ 126
5.1.6. ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΚΟΣΤΟΥΣ – ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΙΚΟΤΗΤΑΣ 127
5.1.7. ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΚΟΣΤΟΥΣ 131
5.1.8. ΜΕΓΙΣΤΗ ΕΦΙΚΤΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΗ ΣΧΕΔΙΑΣΗ 132

5.2. ΠΡΟΒΛΕΨΕΙΣ ΓΙΑ ΤΗ ΒΑΣΙΚΗ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ 133
5.2.1. ΔΗΜΟΓΡΑΦΙΚΕΣ ΚΑΙ ΟΙΚΟΝΟΜΙΚΕΣ ΠΑΡΑΔΟΧΕΣ 133
5.2.2. ΠΑΡΑΔΟΧΕΣ ΜΕΣΗΣ ΔΙΑΡΚΕΙΑΣ ΖΩΗΣ ΕΞΟΠΛΙΣΜΟΥ 134
5.2.3. ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΠΡΟΒΟΛΗΣ (ΠΡΟΒΛΕΨΗΣ) ΤΗΣ ΒΑΣΙΚΗΣ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ 134
5.2.4. ΑΝΑΛΥΣΗ ΕΥΑΙΣΘΗΣΙΑΣ ΤΗΣ ΒΑΣΙΚΗΣ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ 136

5.3. ΠΡΟΒΛΕΠΟΜΕΝΗ ΕΘΝΙΚΗ ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΩΝ ΕΝΑΛΛΑΚΤΙΚΩΝ ΕΠΙΠΕΔΩΝ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΙΚΟΤΗΤΑΣ ΤΩΝ ΚΛΙΜΑΤΙΣΤΙΚΩΝ ΔΩΜΑΤΙΟΥ 137
5.3.1. ΕΝΑΛΛΑΚΤΙΚΑ ΕΠΙΠΕΔΑ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΙΚΟΤΗΤΑΣ 137
5.3.2. ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ 138
5.3.3. ΕΤΗΣΙΕΣ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΕΙΣ 139
5.3.4. ΚΑΘΑΡΗ ΠΑΡΟΥΣΑ ΑΞΙΑ 140

5.4. ΚΟΣΤΗ ΚΥΚΛΟΥ ΖΩΗΣ ΚΑΙ ΠΕΡΙΟΔΟΙ ΑΠΟΠΛΗΡΩΜΗΣ ΓΙΑ ΚΛΙΜΑΤΙΣΤΙΚΑ ΔΩΜΑΤΙΟΥ 141
5.4.1. ΚΟΣΤΟΣ ΚΥΚΛΟΥ ΖΩΗΣ (LCC) ΓΙΑ ΣΧΕΔΙΑΣΤΙΚΕΣ ΕΠΙΛΟΓΕΣ 141
5.4.2. ΠΕΡΙΟΔΟΙ ΑΠΟΠΛΗΡΩΜΗΣ ΚΑΤΑ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΟ ΕΠΙΠΕΔΟ ΑΠΟΔΟΣΗΣ 146
5.4.3. ΜΕΤΑΒΟΛΕΣ ΣΤΑ ΚΟΣΤΗ ΚΥΚΛΟΥ ΖΩΗΣ (LCC) ΛΟΓΩ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΩΝ ΕΠΙΠΕΔΩΝ ΑΠΟΔΟΣΗΣ 148
5.4.4. ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΓΙΑ ΜΕΤΑΒΟΛΕΣ ΣΤΟ LCC 148

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

5.4.5. ΚΟΣΤΟΣ ΣΥΝΤΗΡΗΣΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ (CCE, COST OF CONSERVED ENERGY) ΛΟΓΩ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΩΝ ΕΠΙΠΕΔΩΝ ΑΠΟΔΟΣΗΣ 148
5.4.6. ΑΝΑΛΥΣΗ ΕΥΑΙΣΘΗΣΙΑΣ 151

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6. ΤΕΧΝΙΚΟΟΙΚΟΝΟΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΣΕ ΣΥΝΘΗΚΕΣ ΘΕΡΜΑΝΣΗΣ 153

6.1. ΑΝΑΚΕΦΑΛΑΙΩΣΗ ΤΩΝ ΚΥΡΙΩΝ ΟΙΚΟΝΟΜΙΚΟΤΕΧΝΙΚΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ 153

6.2. ΑΝΑΛΥΣΗ ΓΙΑ ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΙΣΧΥΟΣ ΤΩΝ ΑΝΕΜΙΣΤΗΡΩΝ 159
6.2.1. ΜΕΘΟΔΟΣ 1Η – ΣΥΓΚΡΙΣΗ COP ΑΠΟ ΤΗΝ ΚΛΙΣΗ ΤΟΥ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΟΣ 161
6.2.2. ΜΕΘΟΔΟΣ 2Η – ΑΝΑΛΥΣΗ ΚΥΚΛΟΥ ΖΩΗΣ (LIFE CYCLE COST, LCC) 162
6.2.3. ΣΧΟΛΙΑΣΜΟΣ ΤΩΝ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ 163

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ ΚΑΙ ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ 165

7.1. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ 165

7.2. ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ 167

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑΤΑ 168

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 1. ΤΟ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΟ ΜΟΝΤΕΛΟ ΣΕ ΚΩΔΙΚΑ FORTRAN 77 169

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2. ΑΡΧΕΙΑ ΕΙΣΟΔΟΥ ΚΑΙ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ 201
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2.1. ΤΟ ΑΡΧΕΙΟ ΕΙΣΟΔΟΥ ΔΕΔΟΜΕΝΩΝ (OPENING) 201
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2.2. ΤΟ ΑΡΧΕΙΟ ΤΩΝ ΚΥΡΙΩΝ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ (APO) ΣΤΑ 98 Hz ΣΥΧΝΟΤΗΤΑ ΣΥΜΠΙΕΣΤΗ 201

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2.3. ΤΟ ΑΡΧΕΙΟ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ ΜΕ ΤΟΥΣ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΕΣ ΚΑΙ ΤΗ ΜΑΖΙΚΗ ΠΑΡΟΧΗ ΨΥΚΤΙΚΟΥ (SYNTELESTES), 98 Hz.....202

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 3. ΣΥΓΚΛΙΣΗ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΜΕ ΤΑ ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΤΟΥ ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΗ.....202

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 4. ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΤΗΣ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ.....203

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 5. ΕΛΕΓΧΟΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΥΠΟ ΔΙΑΦΟΡΕΤΙΚΕΣ ΣΥΝΘΗΚΕΣ.....207

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 5.1. ΒΕΛΤΙΩΣΗ ΤΩΝ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΩΝ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΑΠΟ ΤΗΝ ΠΛΕΥΡΑ ΤΟΥ ΑΕΡΑ.....207

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 5.2. ΑΛΛΑΓΗ ΙΣΧΥΟΣ ΤΩΝ ΑΝΕΜΙΣΤΗΡΩΝ.....208

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 6. ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΓΙΑ ΤΗΝ ΚΛΙΜΑΤΙΣΤΙΚΗ ΜΟΝΑΔΑ ΤΟΥ ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟΥ ΦΥΣΙΚΩΝ & ΧΗΜΙΚΩΝ ΔΙΕΡΓΑΣΙΩΝ.....209

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Ι. ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Τα τελευταία χρόνια παρατηρείται μια κατακόρυφη αύξηση των πωλήσεων των αντλιών θερμότητας, σε συνδυασμό με την ταχύτατη τεχνολογική εξέλιξή τους. Παλιότερα, θεωρούνταν και ήταν ασύμφορες οικονομικά και οι καταναλωτές οδηγούνταν σε επιλογή συμβατικών μεθόδων θέρμανσης. Το γεγονός ότι οι αντλίες θερμότητας μπορούν να λειτουργήσουν και σε συνθήκες θέρμανσης αλλά και σε συνθήκες ψύξης, αποτέλεσε ένα σημαντικό λόγο για την ταχύτατη εξάπλωσή τους. Οι ανησυχίες για το περιβάλλον, ωστόσο, λόγω της χρήσης ψυκτικών που καταναλώνουν το όζον της ατμόσφαιρας, συνεχίζουν να υφίστανται, αν και η έρευνα δείχνει ότι μελλοντικά θα αντιμετωπιστεί αυτό το πρόβλημα.

Είναι φανερό ότι κάθε προσπάθεια για την καλύτερη κατανόηση της λειτουργίας των αντλιών θερμότητας είναι χρήσιμη. Πολύ περισσότερο, αν αποσκοπεί στη βελτιστοποίηση της λειτουργίας τους. Αυτή η μεταπτυχιακή εργασία είναι μια υπολογιστική προσομοίωση, που βασίζεται σε ένα υπολογιστικό μοντέλο, κωδικοποιημένο σε υπολογιστική γλώσσα FORTRAN 77. Προσομοιώνει τη λειτουργία θέρμανσης της κλιματιστικής μονάδας, που είναι εγκατεστημένη στο Εργαστήριο Φυσικών & Χημικών Διεργασιών του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών Βιομηχανίας του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας.

Ο στόχος της εργασίας αυτής ήταν διπλός. Μία αρχική μορφή του προγράμματος βελτιώθηκε, ώστε να υπολογίζει και τους συντελεστές μετάδοσης θερμότητας στον εξατμιστήρα και το συμπυκνωτή. Αυτό έγινε με την προσθήκη ορισμένων υπορουτινών στο πρόγραμμα, οι οποίες περιέχουν συσχετίσεις, όπως είναι καταγραμμένες στη διεθνή βιβλιογραφία. Τους συντελεστές αυτούς, το πρόγραμμα αρχικά τους έπαιρνε ως δεδομένους.

Κατά δεύτερο λόγο, γίνεται μια πρώτη προσπάθεια να εισαχθεί και ο οικονομικός παράγοντας στο σχεδιασμό της αντλίας θερμότητας. Υπολογίζεται η μεταβολή του κόστους, για αλλαγή ορισμένων σχεδιαστικών επιλογών, εκείνων που έδειξαν ότι τεχνικά συμφέρουν περισσότερο να τροποποιηθούν.

Τέλος, σημειώνεται ότι η προσπάθεια για τη βελτιστοποίηση της λειτουργίας θέρμανσης της αντλίας θερμότητας βρίσκεται σε αρχικό στάδιο στην εργασία αυτή. Μελλοντικές προσπάθειες μπορούν να αξιοποιήσουν την έρευνα του DOE / USA που παρουσιάζεται στο κεφάλαιο 5.

Στο κεφάλαιο 1 παρουσιάζεται μια εισαγωγή για τις αντλίες θερμότητας, τα εξαρτήματά τους, τον τρόπο λειτουργίας και τον κύκλο τους.

Στο κεφάλαιο 2 παρουσιάζονται οι συσχετίσεις που χρησιμοποιούνται για τον υπολογισμό των συντελεστών μετάδοσης θερμότητας, αλλά και γενικότερες πληροφορίες για τους εναλλάκτες των κλιματιστικών.

Στο κεφάλαιο 3 παρουσιάζεται το υπολογιστικό μοντέλο, μετά τις τροποποιήσεις της παρούσας εργασίας.

Στο κεφάλαιο 4 παρουσιάζονται οι προσομοιώσεις που έγιναν σε συνθήκες θέρμανσης και τα αποτελέσματά τους.

Στο κεφάλαιο 5 παρουσιάζεται η έρευνα οικονομικής σκοπιμότητας που έγινε για το υπουργείο ενέργειας των Η.Π.Α και που χρησιμοποιείται για την προκαταρκτική οικονομική αξιολόγηση.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Στο κεφάλαιο 6 παρουσιάζεται μια πρώτη προσπάθεια βελτιστοποίησης, που λαμβάνει υπόψη και τον οικονομικό παράγοντα. Επίσης παρατίθενται οικονομικά και τεχνικά στοιχεία για τις αντλίες θερμότητας.

Στο κεφάλαιο 7 παρουσιάζονται τα συμπεράσματα και οι προτάσεις για μελλοντική έρευνα.

Τέλος, παρατίθεται το παράρτημα με συμπληρωματικά στοιχεία.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

ΙΙ. ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. Kakac, Boilers, Evaporators and Condensers, J. Wiley, 1991.
2. Cengel Y., Boles M., Θερμοδυναμική για μηχανικούς, Τόμος Β, 3η έκδοση, Εκδόσεις Τζιόλα, Θεσσαλονίκη 1988 (Επιμέλεια μετάφρασης: Παναγιώτης Τσιακάρας).
3. Σπύρου Φώτης, Υπολογιστική προσομοίωση λειτουργίας αντλίας θερμότητας, Διπλωματική Εργασία, Εργαστήριο Φ.Χ.Δ, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας, Βόλος 1999.
4. Πανούτσος Χρήστος, Πειραματική μελέτη αντλίας θερμότητας σε λειτουργία θέρμανσης και ψύξης, Διπλωματική Εργασία, Εργαστήριο Φ.Χ.Δ, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας, Βόλος 1999.
5. Panasonic, *Service manual of CS/CU-G120KE room air conditioner*, Matsushita air-conditioning corp. Sdn. Bhd., Malaysia, 1996.
6. Lawrence Berkeley National Laboratory (Energy & Environment Division), *Technical support document for energy conservation standards for room air conditioners* (prepared for U.S. Department Of Energy), Vol. 1,2, September 1997.
7. Μποντόζογλου Β., Συσκευές θερμικών διεργασιών, Τόμος 2: Μεταφορά θερμότητας με αλλαγή φάσης (πανεπιστημιακές σημειώσεις), Βόλος, 1998.
8. Πασπαλάς Κ., Μετάδοση θερμότητας, Εκδόσεις Δ. Κ. Σαλονικίδη, Θεσσαλονίκη 1993.
9. Borgnakke C., Sonntag R., Thermodynamic and transport properties (CATT), J. Wiley, New York, 1997.
10. Kreith F., The CRC Handbook of Mechanical Engineering, CRC Press, 1998.
11. Peters M., Timmerhaus K., Chemical engineering series, 4th edition, McGraw-Hill, 1991.
12. Perry R., Green D., Perry's chemical engineers' handbook, 50th edition, McGraw-Hill, 1984.
13. Smith J., Van Ness H., Εισαγωγή στη Θερμοδυναμική, 4η έκδοση, Εκδόσεις Τζιόλα (ανατύπωση από McGraw-Hill), Θεσσαλονίκη.
14. Herbas et.al, *Steady-state simulation of vapour-compression heat pumps*, *International Journal of energy research*, vol. **17**, 801-816, 1993.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

ΙΙΙ. ΕΥΧΑΡΙΣΤΗΡΙΟ ΣΗΜΕΙΩΜΑ

Για την ολοκλήρωση της μεταπτυχιακής εργασίας απαιτήθηκε ένα εξάμηνο σκληρής καθημερινής εργασίας. Για το αποτέλεσμα της εργασίας αυτής, νιώθω την υποχρέωση να ευχαριστήσω όλους όσους συνετέλεσαν:

⇒ Τους γονείς μου, στους οποίους αφιερώνω αυτή τη διπλωματική εργασία, για την υλική και ηθική συμπαράστασή τους.

⇒ Τον επιβλέποντα καθηγητή κ. Β. Μποντόζογλου, που ήταν πάντα στο πλευρό μου με πολύτιμες συμβουλές, θεωρητικές και πρακτικές και εξασφάλισε μία άψογη συνεργασία.

⇒ Τους εξεταστές της διπλωματικής εργασίας, καθηγητές κ.κ. Γ. Λυμπερόπουλο και Α. Σταματέλλο, για τις πολύτιμες υποδείξεις τους κυρίως ως προς το οικονομικό τμήμα της εργασίας.

⇒ Το προσωπικό της γραμματείας του τμήματος και κυρίως τον κύριο Θ. Καρακασίδη και την κυρία Σ. Τσελεπή, για την τεχνική υποστήριξη.

⇒ Τον προπτυχιακό φοιτητή Σπύρου Φώτη, για τη βοήθειά του στα πρώτα μου βήματα στο αντικείμενο της εργασίας αυτής.

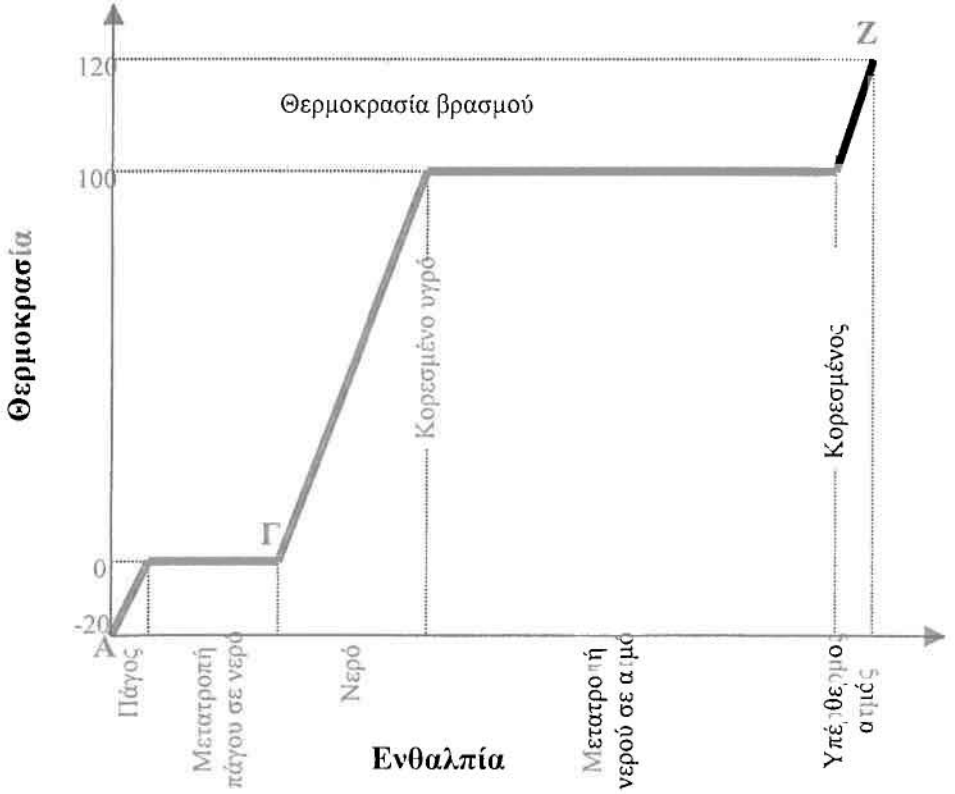
⇒ Τη φίλη μου Παπαγεωργίου Μαριλένα, για τη στήριξή της και τις υποδείξεις της για την εμφάνιση του κειμένου.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

ΚΕΦΑΛΑΙΟ Ι ΕΙΣΑΓΩΓΗ

1.1. ΒΑΣΙΚΕΣ ΕΝΝΟΙΕΣ

Λανθάνουσα θερμότητα τήξης μιας ουσίας ονομάζεται η ποσότητα θερμότητας που απαιτείται για την αλλαγή φάσης , από την στερεή στην υγρή, 1 kg της ουσίας, σε σταθερή θερμοκρασία. Λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης μιας ουσίας ονομάζεται το ποσό της θερμότητας που απαιτείται για να προκληθεί αλλαγή φάσης 1 kg της ουσίας από την κορεσμένη υγρή κατάσταση στην κατάσταση κορεσμένου ατμού. Η θερμότητα αυτή που απορροφά η ουσία, μπορεί να αφαιρεθεί από το περιβάλλον, που με αυτό τον τρόπο ψύχεται. Συνεπώς, όσο περισσότερο μειωμένη θερμοκρασία βρασμού και υψηλή λανθάνουσα θερμότητα ατμοποιήσεως έχει μια ουσία, τόσο μεγαλύτερα ποσά θερμότητας αποσπώνται από το περιβάλλον ή το ρευστό προς ψύξη. Στις συσκευές κλιματισμού λοιπόν, γίνεται χρήση αυτής ακριβώς της ιδιότητας που έχουν ορισμένες ενώσεις, που ονομάζονται ψυκτικά ρευστά. Προκειμένου να γίνουν περισσότερο αντιληπτές οι έννοιες, παρατίθεται το επόμενο διάγραμμα της κατάστασης του νερού σε σχέση με τη θερμότητα που του προσδίδεται.



Σχήμα 1-1: Αλλαγές της κατάστασης του νερού σε σχέση με τη θερμότητα που του χορηγείται.

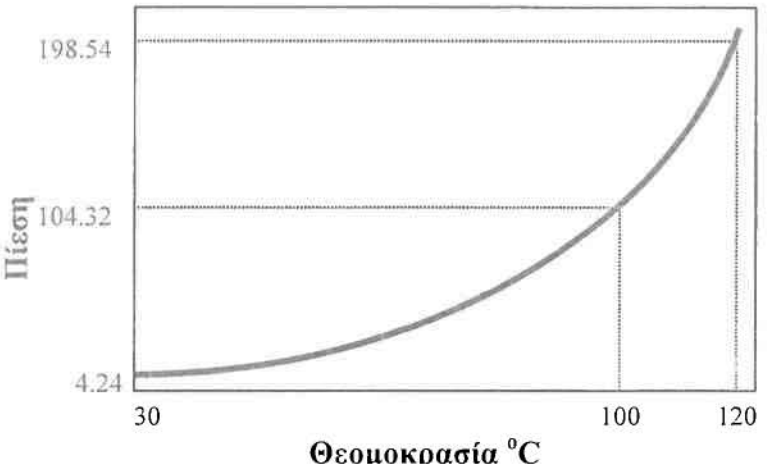
Στο τμήμα Α-Β διακρίνεται μια γραμμική αύξηση της θερμοκρασίας του πάγου. Αντίθετα στο τμήμα Β-Γ η θερμοκρασία παραμένει σταθερή, αφού όλη η προσδιδόμενη θερμότητα αναλώνεται στη μετατροπή του πάγου σε νερό. Στο τμήμα Γ-Δ παρατηρείται επίσης γραμμική αύξηση της θερμοκρασίας του νερού μέχρι τους 100 ^{o}C, δηλαδή τη θερμοκρασία βρασμού ή κορεσμού του. Ακολουθεί η μετατροπή του κορεσμένου υγρού σε κορεσμένο ατμό στο τμήμα Δ-Ε, σε σταθερή θερμοκρασία. Κάθε περαιτέρω ποσότητα θερμότητας που χορηγείται στον ατμό, προκαλεί μία

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

υπερθέρμανση, με αποτέλεσμα την αύξηση της θερμοκρασίας του, που διακρίνεται στο τμήμα E-Z.

Σχέση θερμοκρασίας – πίεσης.

Η θερμοκρασία βρασμού ενός ρευστού επηρεάζεται από την πίεση στην οποία αυτό βρίσκεται. Για το νερό, η καμπύλη που συσχετίζει τα δύο αυτά μεγέθη παρουσιάζεται στο επόμενο διάγραμμα. Στην περιοχή κάτω από την καμπύλη το νερό βρίσκεται σε κατάσταση υποψυγμένου υγρού, ενώ στην πάνω περιοχή βρίσκεται σε κατάσταση κορεσμένου ατμού.



Σχήμα 1-2: Μεταβολή της θερμοκρασίας βρασμού νερού συναρτήσει της θερμοκρασίας.

Το διάγραμμα αυτό επιτρέπει την άμεση συσχέτιση μίας θερμοκρασίας με συγκεκριμένη πίεση ή και αντίστροφα, πράγμα που βρίσκει μεγάλη εφαρμογή στην περίπτωση πολύπλοκων υπολογισμών.

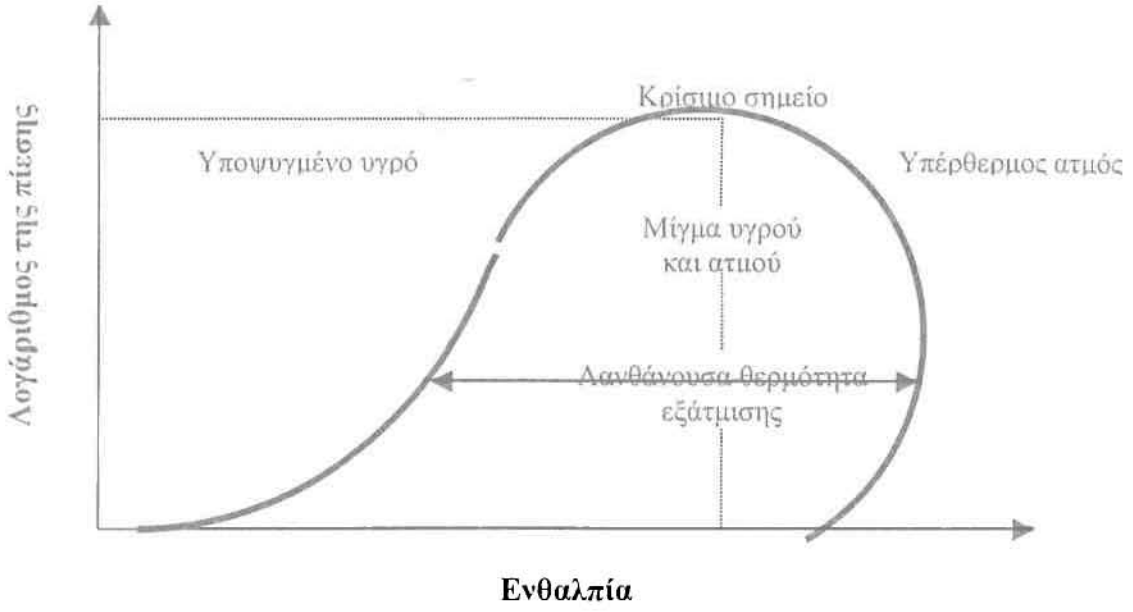
Σχέση ενθαλπίας – πίεσης.

Ενθαλπία ονομάζεται η ποσότητα θερμότητας που περιέχεται σε 1 kg μιας ουσίας σε ορισμένη θερμοκρασία. Η ενθαλπία είναι ανάλογη της θερμοκρασίας. Πολύ σημαντικό ρόλο για την εκτίμηση της κατάστασης και της ενθαλπίας του κορεσμένου υδρατμού, παίζει το διάγραμμα πού ακολουθεί, το οποίο παριστάνει την ενθαλπία 1kg κορεσμένου ρευστού σε σχέση με την πίεση. Από την πίεση, εύκολα προσδιορίζεται και η θερμοκρασία.

Η καμπύλη συμβατικά υποδιαιρείται σε δύο μέρη: αριστερά η καμπύλη του κορεσμένου υγρού και δεξιά η καμπύλη του κορεσμένου ατμού. Το σημείο τομής τους ονομάζεται κρίσιμο σημείο. Σε αυτό συνυπάρχει υγρό και ατμός. Συνεπώς, αρκεί μια απειροστή μεταβολή της ενθαλπίας για να περάσει το ρευστό σε κατάσταση υγρού ή ατμού. Αριστερά της καμπύλης το ρευστό βρίσκεται σε κατάσταση υποψυγμένου υγρού, δηλαδή σε θερμοκρασία κατώτερη από εκείνη του βρασμού στην ίδια πίεση. Δεξιά της καμπύλης υπάρχει υπέρθερμος ατμός, δηλαδή ατμός υψηλότερης θερμοκρασίας από αυτής του βρασμού, στην ίδια πίεση.

Το τμήμα A-B, που είναι κάθετο στον άξονα της πίεσης, δηλαδή αναφέρεται σε συγκεκριμένη πίεση (άρα και θερμοκρασία), αντιπροσωπεύει το ποσό της θερμότητας που απαιτείται για τη μετατροπή 1kg κορεσμένου υγρού σε κορεσμένο ατμό. Πρόκειται ουσιαστικά για τη λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης. Αυτή η ποσότητα θερμότητας, αφαιρείται ή προσδίδεται στο περιβάλλον, με αποτέλεσμα τη ψύξη ή τη θερμανσή του.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38



Σχήμα 1-3: Διάγραμμα πίεσης – ενθαλπίας του νερού.

1.2. ΨΥΚΤΕΣ (ΨΥΓΕΙΑ) ΚΑΙ ΑΝΤΛΙΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ - ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η διεργασία μεταφοράς θερμότητας από μια περιοχή χαμηλότερης θερμοκρασίας σε μια άλλη με υψηλότερη ονομάζεται ψύξη και αποτελεί βασικό τομέα εφαρμογών της θερμοδυναμικής. Οι συσκευές που παράγουν ψύξη ονομάζονται ψύκτες ή αντλίες θερμότητας και οι κύκλοι σύμφωνα με τους οποίους αυτές λειτουργούν ονομάζονται ψυκτικοί κύκλοι. Ο πιο συχνά χρησιμοποιούμενος ψυκτικός κύκλος είναι ο ψυκτικός κύκλος με συμπίεση ατμού, στον οποίο το ψυκτικό συμπιέζεται στη φάση του ατμού. Ένας άλλος γνωστός κύκλος είναι ο κύκλος ψύξης αερίου, στον οποίο το ψυκτικό παραμένει συνεχώς στην αέρια κατάσταση. Άλλοι ψυκτικοί κύκλοι που είναι διαδεδομένοι, είναι:

- Ο κύκλος σταδιακής ψύξης (cascade refrigeration) κατά τον οποίο χρησιμοποιούνται σε σειρά περισσότεροι από ένας ψυκτικοί κύκλοι.
- Ο κύκλος ψύξης με απορρόφηση (absorption refrigeration) στον οποίο το ψυκτικό πριν συμπιεστεί διαλύεται σε υγρό.
- Ο θερμοηλεκτρικός κύκλος ψύξης (thermoelectric refrigeration) στον οποίο η ψύξη παράγεται από τη διέλευση ηλεκτρικού ρεύματος διαμέσου δύο ανόμοιων υλικών.

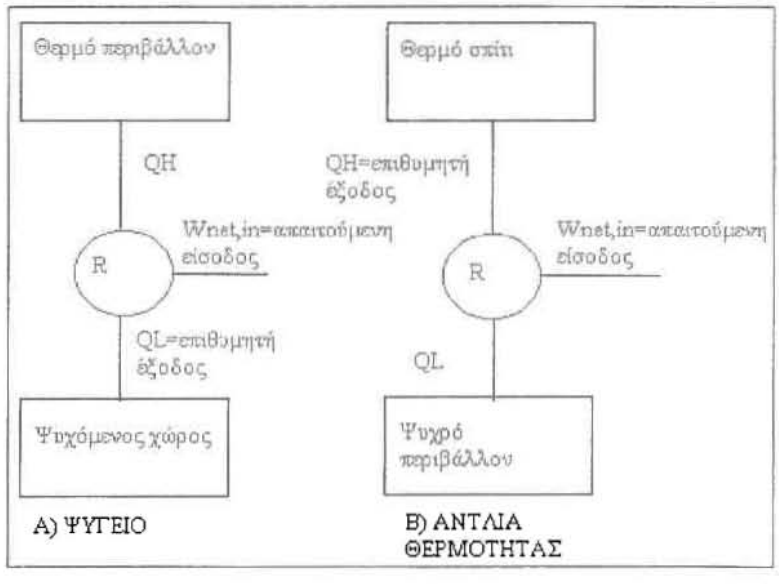
1.2.1. ΨΥΚΤΕΣ (ΨΥΓΕΙΑ) ΚΑΙ ΑΝΤΛΙΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ - ΑΝΑΛΥΣΗ

Είναι γνωστό ότι η ροή θερμότητας πραγματοποιείται από τις περιοχές υψηλών θερμοκρασιών προς τις περιοχές χαμηλών θερμοκρασιών. Αυτή η διεργασία μεταφοράς θερμότητας διεξάγεται στη φύση, χωρίς να απαιτείται η χρήση κάποιας συσκευής. Η αντίστροφη διεργασία είναι αδύνατο να λάβει χώρα αυθόρμητα. Η μεταφορά θερμότητας από μια περιοχή χαμηλής θερμοκρασίας σε μια περιοχή υψηλής θερμοκρασίας απαιτεί ειδικές συσκευές, που ονομάζονται ψυγεία ή ψύκτες.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Τα ψυγεία είναι συσκευές που λειτουργούν με κυκλικές διεργασίες στις οποίες το μέσο (ή ρευστό) λειτουργίας ονομάζεται ψυκτικό. Ένα ψυγείο παρουσιάζεται στο επόμενο σχήμα. Με Q_L παριστάνεται η ποσότητα θερμότητας που αφαιρείται από το χώρο ψύξης (ψυχροδοχείο) σε θερμοκρασία T_L. Με Q_H παριστάνεται το ποσό θερμότητας που απορρίπτεται στο θερμοδοχείο σε θερμοκρασία T_H. Τέλος, με $W_{net,in}$ παριστάνεται το καθαρό έργο εισόδου στον ψύκτη. Οι ποσότητες Q_L και Q_H παριστάνουν φυσικά μεγέθη και επομένως έχουν θετικές τιμές.

Μια άλλη συσκευή που μεταφέρει θερμότητα από ένα μέσο με χαμηλή θερμοκρασία σε ένα άλλο με υψηλή θερμοκρασία είναι η αντλία θερμότητας (heat pump). Οι ψύκτες και οι αντλίες θερμότητας είναι ουσιαστικά οι ίδιες συσκευές, διαφέρουν μόνο στους αντικειμενικούς τους στόχους. Το ψυγείο έχει ως αντικειμενικό στόχο να διατηρήσει τον ψυχόμενο χώρο σε χαμηλή θερμοκρασία, αφαιρώντας από αυτόν θερμότητα. Η απόρριψη της θερμότητας αυτής σε ένα μέσο υψηλής θερμοκρασίας αποτελεί ένα αναγκαίο τμήμα αυτής της διεργασίας, όχι το στόχο. Αντίθετα, ο αντικειμενικός στόχος της αντλίας θερμότητας είναι να διατηρήσει ένα θερμαινόμενο χώρο σε υψηλή θερμοκρασία. Αυτό πραγματοποιείται με απορρόφηση θερμότητας από μια πηγή χαμηλής θερμοκρασίας, όπως μια πηγή νερού ή ο κρύος εξωτερικός αέρας του χειμώνα, προμηθεύοντας τη θερμότητα αυτή σε ένα θερμότερο μέσο, όπως είναι, για παράδειγμα, ένα σπίτι.



Σχήμα 1-4: Ο σκοπός ενός ψυγείου είναι η αφαίρεση θερμότητας Q_L από ένα ψυχροδοχείο, ενώ ο σκοπός μιας αντλίας θερμότητας είναι η προμήθευση θερμότητας Q_H σε ένα θερμοδοχείο.

Η σωστή λειτουργία των ψυγείων και των αντλιών θερμότητας εκφράζεται από το συντελεστή λειτουργίας COP, που ορίζεται από τις ακόλουθες σχέσεις:

$$COP_R = \frac{\text{επιθυμητή έξοδος}}{\text{απαιτούμενη είσοδος}} = \frac{\text{ψυκτικό αποτέλεσμα}}{\text{έργο εισόδου}} = \frac{Q_L}{W_{net,in}} \quad 1\text{-}1$$

$$COP_{HP} = \frac{\text{επιθυμητή έξοδος}}{\text{απαιτούμενη είσοδος}} = \frac{\text{θερμικό αποτέλεσμα}}{\text{έργο εισόδου}} = \frac{Q_H}{W_{net,in}} \quad \mathbf{1\text{-}2}$$

Οι σχέσεις αυτές μπορούν να εκφραστούν με τη μορφή ρυθμών, αντικαθιστώντας τους ποσότητες Q_L, Q_H, $W_{net,in}$ με τις ποσότητες $\dot{Q}_L, \dot{Q}_H, \dot{W}_{net,in}$ αντίστοιχα. Οι συντελεστές λειτουργίας COP_R και COP_{HP} μπορούν να πάρουν τιμές μεγαλύτερες της μονάδας. Η σύγκριση των προηγούμενων εξισώσεων, δείχνει ότι:

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

$$COP_{HP} = COP_R + 1 \quad \textbf{1-3}$$

για συγκεκριμένες τιμές των Q_L, Q_H. Εφόσον ο συντελεστής λειτουργίας COP_R είναι θετική ποσότητα, τότε η προηγούμενη σχέση υποδηλώνει ότι ο συντελεστής COP_{HP} θα είναι μεγαλύτερος της μονάδας ($COP_{HP}>1$). Δηλαδή, στη χειρότερη περίπτωση η αντλία θερμότητας θα λειτουργεί αποδίδοντας στο σπίτι ίση ακριβώς ποσότητα ενέργειας με αυτήν που καταναλώνει. Όμως, στην πραγματικότητα, ένα μέρος της θερμότητας Q_H χάνεται στον εξωτερικό αέρα διάμεσου των σωληνώσεων και των άλλων συσκευών. Όταν η θερμοκρασία του εξωτερικού αέρα είναι πολύ χαμηλή ο συντελεστής COP_{HP} μπορεί να πέσει κάτω από τη μονάδα. Όταν συμβαίνει αυτό, το σύστημα κανονικά μετατρέπεται σε θερμαντική αντίσταση.

Η ψυκτική ικανότητα των συστημάτων ψύξης – η οποία ορίζεται ως ο ρυθμός απομάκρυνσης θερμότητας από τον ψυχόμενο χώρο – συχνά εκφράζεται σε όρους τόνων ψύξης. Η ικανότητα ενός συστήματος ψύξης που μπορεί να παγώσει 1 τόνο (2000 lbm) υγρού νερού 0^0C (32^0F) σε πάγο θερμοκρασίας 0^0C, μέσα σε 24h, ισοδυναμεί με 1 τόνο ψύξης. Ένας τόνος ψύξης είναι ισοδύναμος με 211 KJ/min ή με 200 Btu/min. Το τυπικό φορτίο ενός συνηθισμένου οικήματος 200 m^2 ισοδυναμεί περίπου με 3 τόνους ψύξης.

1.2.2. Ο ΑΝΤΙΣΤΡΟΦΟΣ (ΑΝΤΕΣΤΡΑΜΜΕΝΟΣ) ΚΥΚΛΟΣ CARNOT

Είναι γνωστό ότι ο κύκλος Carnot είναι ένας κύκλος που αποτελείται από τέσσερις αντιστρεπτές διεργασίες, δύο ισόθερμες και δύο ισεντροπικές. Για συγκεκριμένα θερμοκρασιακά όρια ο κύκλος αυτός έχει μια μέγιστη θερμική απόδοση και χρησιμοποιείται ως μέτρο σύγκρισης κάθε πραγματικού κύκλου ισχύος.

Εφόσον ο κύκλος είναι αντιστρεπτός, τότε και οι 4 διεργασίες από τις οποίες συνίσταται είναι αντιστρεπτές. Η αντιστροφή του κύκλου θα αντιστρέψει επίσης και την κατεύθυνση των αλληλεπιδράσεων του έργου και της θερμότητας. Το αποτέλεσμα είναι να προκύψει ένας κύκλος που λειτουργεί στη αντιωρολογιακή κατεύθυνση και ο οποίος ονομάζεται αντίστροφος ή αντεστραμμένος κύκλος Carnot. Το ψυγείο και η αντλία θερμότητας που λειτουργούν σύμφωνα με τον αντίστροφο κύκλο Carnot ονομάζονται αντίστοιχα ψυγείο Carnot και αντλία θερμότητας Carnot.

Θεωρείται ένας αντίστροφος κύκλος Carnot που πραγματοποιείται στο εσωτερικό της καμπύλης (καμπάνας) κορεσμού ενός ψυκτικού ρευστού, όπως φαίνεται στο σχήμα. Το ψυκτικό απορροφά ισόθερμα θερμότητα Q_L από μια πηγή χαμηλής θερμοκρασίας T_L (διεργασία 1-2), συμπιέζεται ισεντροπικά στην κατάσταση 3 (αύξηση της θερμοκρασίας σε T_H), αποβάλλει ισόθερμα ποσό θερμότητας Q_H σε μια δεξαμενή υψηλής θερμοκρασίας T_H (διεργασία 3-4) και τέλος, εκτονώνεται ισεντροπικά στη κατάσταση 1 (πτώση της θερμοκρασίας σε T_L). Η κατάσταση του ψυκτικού μέσου κατά τη διεργασία 3-4 μεταβάλλεται στο συμπυκνωτή από την κατάσταση του κορεσμένου ατμού στην κατάσταση του κορεσμένου υγρού.

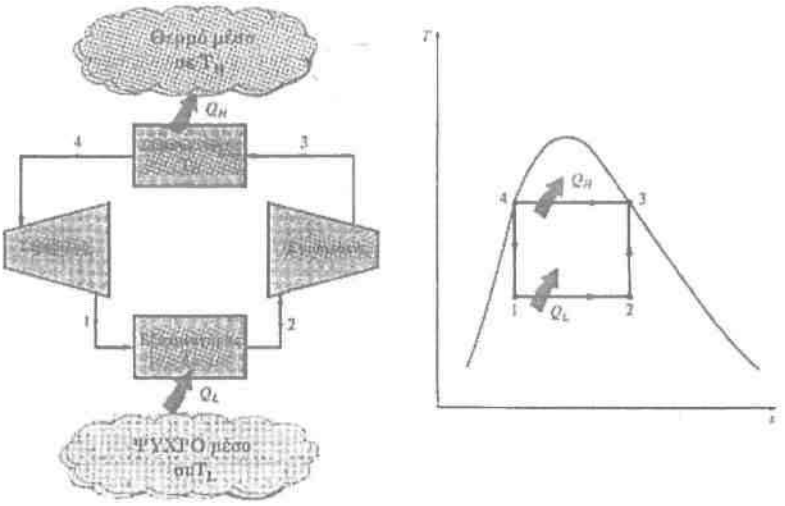
Οι συντελεστές λειτουργίας του ψυγείου Carnot και της αντλίας θερμότητας Carnot είναι:

$$COP_{R,Carnot} = \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1} \quad \textbf{1-4}$$

$$COP_{HP,Carnot} = \frac{1}{1 - \frac{T_L}{T_H}} \quad \textbf{1-5}$$

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Παρατηρεί κανείς ότι και οι δυο τιμές των συντελεστών λειτουργίας αυξάνονται καθώς μειώνεται η διαφορά των δυο θερμοκρασιών, δηλαδή, καθώς η T_L αυξάνεται ή η T_H μειώνεται.



Σχήμα 1-5: Σχηματική παράσταση ενός ψυγείου Carnot και διαγράμματος T-s του αντίστροφου κύκλου Carnot.

Ο αντίστροφος κύκλος Carnot είναι ο πιο αποδοτικός κύκλος που λειτουργεί μεταξύ δυο συγκεκριμένων θερμοκρασιακών επιπέδων. Επομένως, είναι φυσικό να γίνει μια αρχική αναφορά σε αυτόν σα να είναι ο αναμενόμενος ιδανικός κύκλος για τα ψυγεία και τις αντλίες θερμότητας. Εάν, βέβαια, αυτό ήταν δυνατό, σίγουρα αυτός θα είχε υιοθετηθεί σαν ο ιδανικός κύκλος. Όπως, όμως, θα εξηγηθεί στη συνέχεια, ο αντίστροφος κύκλος του Carnot δεν είναι ο κατάλληλος για τους ψυκτικούς κύκλους.

Οι δυο ισόθερμες διεργασίες για τη μεταφορά θερμότητας δεν είναι δύσκολο να επιτευχθούν στην πράξη, αφού, διατηρώντας σταθερή πίεση, αυτόματα η θερμοκρασία του διφασικού μίγματος θα σταθεροποιηθεί στην τιμή κορεσμού. Έτσι, οι διεργασίες 1-2 και 3-4 μπορούν να προσεγγισθούν ικανοποιητικά σε πραγματικούς εξατμιστήρες και συμπυκνωτές. Παρόλα αυτά, οι διεργασίες 2-3 και 4-1 δεν είναι δυνατό να προσεγγισθούν ικανοποιητικά στην πράξη. Αυτό συμβαίνει, επειδή στη διεργασία 2-3 συμπιέζεται μίγμα υγρού – ατμού και για το λόγο αυτό απαιτείται ένας συμπιεστής ικανός να 'χειρίζεται' δυο φάσεις, ενώ η διεργασία 4-1 επιφέρει την εκτόνωση του ψυκτικού μέσου με υψηλό υγρασιακό περιέχομενο.

Φαίνεται ότι αυτά τα προβλήματα θα μπορούσαν να αποφευχθούν, εάν ο αντίστροφος κύκλος Carnot πραγματοποιόταν έξω από την περιοχή κορεσμού. Όμως, σε αυτή την περίπτωση θα ήταν δύσκολο να διατηρηθούν ισόθερμες συνθήκες κατά τη διάρκεια των διεργασιών απορρόφησης και απόρριψης θερμότητας. Επομένως, το συμπέρασμα που προκύπτει είναι ότι ο αντίστροφος κύκλος Carnot δε μπορεί να προσεγγισθεί στις πραγματικές συσκευές και ότι αυτός δεν αποτελεί ένα ρεαλιστικό πρότυπο των ψυκτικών κύκλων. Όμως, μπορεί να χρησιμοποιηθεί σα μέτρο σύγκρισης για κάθε πραγματικό ψυκτικό κύκλο που πρόκειται να μελετηθεί.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

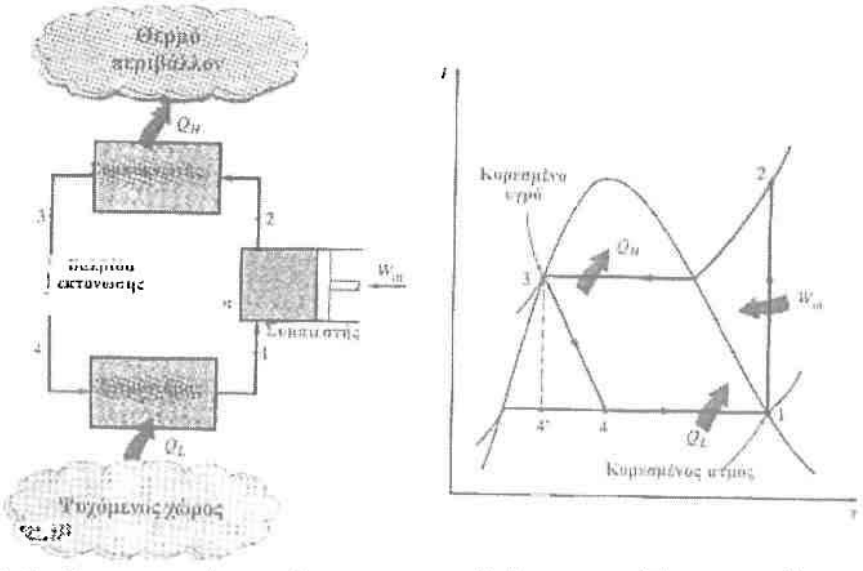
1.2.3. Ο ΙΔΑΝΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΨΥΞΗΣ ΜΕ ΣΥΜΠΙΕΣΗ ΑΤΜΟΥ

Πολλές από τις δυσκολίες που έχουν σχέση με την πραγματοποίηση του αντίστροφου κύκλου Carnot, στην πράξη μπορούν να ξεπεραστούν ως εξής:

1. Εξατμίζοντας πλήρως το ψυκτικό πριν αυτό συμπιεστεί.
2. Αντικαθιστώντας το στρόβιλο με μια συσκευή στραγγαλισμού, όπως μια βαλβίδα εκτόνωσης ή έναν τριχοειδή σωλήνα.

Ο κύκλος που προκύπτει έτσι ονομάζεται ιδανικός ψυκτικός κύκλος με συμπίεση ατμού και παρουσιάζεται στο διάγραμμα T-s που ακολουθεί. Ο ψυκτικός κύκλος με συμπίεση ατμού είναι αυτός που χρησιμοποιείται περισσότερο στα ψυγεία, τα κλιματιστικά συστήματα και τις αντλίες θερμότητας. Ο κύκλος αυτός αποτελείται από τέσσερις διεργασίες:

1. Ισεντροπική συμπίεση σε συμπιεστή.
2. Ισοβαρής απόρριψη θερμότητας σε συμπυκνωτή (P=σταθερή).
3. Στραγγαλισμός σε συσκευή εκτόνωσης.
4. Ισοβαρής απορρόφηση θερμότητας σε εξατμιστήρα (P=σταθερή).



Σχήμα 1-6: Σχηματική παράσταση και διάγραμμα T-s του ιδανικού κύκλου παραγωγής ψύξης με συμπίεση ατμού.

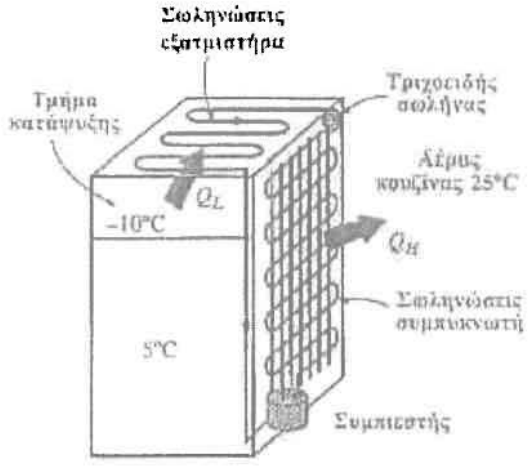
Σε ένα ιδανικό κύκλο ψύξης με συμπίεση ατμού, το ψυκτικό εισέρχεται σε κατάσταση κορεσμένου ατμού στο συμπιεστή στην κατάσταση 1 και συμπιέζεται ισεντροπικά στην πίεση του συμπυκνωτή. Η θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου κατά τη διάρκεια της ισεντροπικής συμπίεσης αυξάνεται αρκετά πάνω από τη θερμοκρασία του περιβάλλοντος μέσου. Στη συνέχεια, το ψυκτικό εισέρχεται στο συμπυκνωτή με τη μορφή υπέρθερμου ατμού στην κατάσταση 2 και εξέρχεται σαν κορεσμένο υγρό στη κατάσταση 3, εξαιτίας της απόρριψης θερμότητας προς το περιβάλλον. Η θερμοκρασία του ψυκτικού στην κατάσταση αυτή παραμένει υψηλότερη της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος.

Το ψυκτικό με τη μορφή κορεσμένου υγρού στην κατάσταση 3 στραγγαλίζεται στην πίεση του εξατμιστήρα περνώντας διαμέσου μιας βαλβίδας εκτόνωσης ή διαμέσου ενός τριχοειδούς σωλήνα. Κατά τη διάρκεια αυτής της διεργασίας, η θερμοκρασία του πέφτει κάτω από τη θερμοκρασία του ψυχόμενου χώρου. Το ψυκτικό μέσο εισέρχεται στον εξατμιστήρα στην κατάσταση 4 με τη μορφή κορεσμένου μίγματος χαμηλής ποιότητας και εξατμίζεται πλήρως

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

απορροφώντας θερμότητα από το ψυχόμενο χώρο. Στη συνέχεια, εξέρχεται από τον εξατμιστήρα ως κορεσμένος ατμός που ξαναμπαίνει στο συμπιεστή ολοκληρώνοντας έτσι τον κύκλο.

Στα οικιακά ψυγεία το τμήμα της κατάψυξης, στο οποίο η θερμότητα απορροφάται από το ψυκτικό, παίζει το ρόλο του εξατμιστήρα. Το δίκτυο των σωληνώσεων πίσω από το ψυγείο μέσα από το οποίο η θερμότητα διασκορπίζεται στον αέρα της κουζίνας λειτουργεί ως συμπυκνωτής.



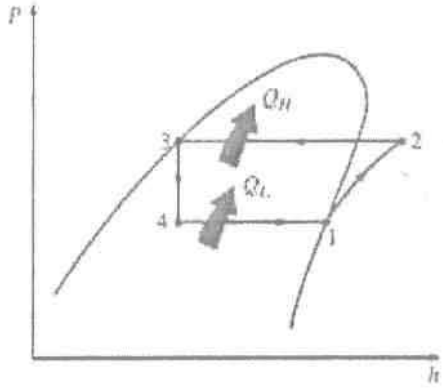
Σχήμα 1-7: Ένα συνηθισμένο οικιακό ψυγείο.

Σημειώνεται επίσης, ότι η περιοχή κάτω από την καμπύλη διεργασίας του διαγράμματος T-s παριστάνει τη μεταφορά θερμότητας για εσωτερικά αντιστρεπτές διεργασίες. Η περιοχή κάτω από την καμπύλη της διεργασίας 4-1 παριστάνει τη θερμότητα που απορροφάται από το ψυκτικό στον εξατμιστήρα, ενώ η περιοχή κάτω από την καμπύλη της διεργασίας 2-3 παριστάνει τη θερμότητα που απορρίπτεται στο συμπυκνωτή. Αποτελεί, τέλος, κανόνα ο συντελεστής λειτουργίας να βελτιώνεται κατά 2% ως 4% για κάθε βαθμό Κελσίου αύξησης της θερμοκρασίας εξάτμισης ή μείωσης της θερμοκρασίας συμπύκνωσης.

Ένα άλλο διάγραμμα που χρησιμοποιείται συχνά στη ανάλυση των κύκλων παραγωγής ψύξης με συμπίεση ατμού είναι αυτό της πίεσης – ενθαλπίας (P-h), όπως απεικονίζεται παρακάτω. Σε αυτό το διάγραμμα τρεις από τις τέσσερις διεργασίες εμφανίζονται ως ευθείες γραμμές και η μεταφορά στο συμπυκνωτή και τον εξατμιστήρα είναι ανάλογη με το μήκος των καμπυλών των αντίστοιχων διεργασιών.

Παρατηρεί κανείς ότι, ο ιδανικός ψυκτικός κύκλος με συμπίεση ατμού δεν είναι ένας εσωτερικά αντιστρεπτός κύκλος ατμού, εφόσον περιλαμβάνει και μια μη – αντιστρεπτή διεργασία, το στραγγαλισμό. Αυτή η διεργασία διατηρείται στον κύκλο για να τον κάνει ένα περισσότερο ρεαλιστικό πρότυπο σύγκρισης για τους πραγματικούς κύκλους ψύξης με συμπίεση ατμού. Εάν η συσκευή στραγγαλισμού είχε αντικατασταθεί από έναν ισεντροπικό στρόβιλο, τότε το ψυκτικό μέσο θα εισερχόταν στον εξατμιστήρα στην κατάσταση 4΄ και όχι στην κατάσταση 4. Αυτό θα είχε σαν αποτέλεσμα την αύξηση της ικανότητας ψύξης (κατά την περιοχή κάτω από την καμπύλη 4΄-4 του ιδανικού κύκλου) και τη μείωση του καθαρού έργου εισόδου (κατά ένα ποσό ίσο με το έργο εξόδου του στροβίλου). Παρόλα αυτά, η αντικατάσταση της βαλβίδας εκτόνωσης από ένα στρόβιλο δεν είναι εφικτή στην πράξη, δεδομένου ότι το κέρδος από τη βελτίωση των χαρακτηριστικών λειτουργίας δε δικαιολογεί τα επιπρόσθετα έξοδα και την αυξημένη πολυπλοκότητα της κατασκευής.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38



Σχήμα 1-8: Το διάγραμμα P-h ενός ιδανικού κύκλου συμπίεσης ατμού.

Οι τέσσερις συσκευές που σχετίζονται με τον ιδανικό κύκλο παραγωγής ψύξης με συμπίεση ατμού είναι όλες συσκευές σταθεροποιημένης ροής. Επομένως, και οι 4 διεργασίες που απαρτίζουν τον κύκλο μπορούν να αναλυθούν ως διεργασίες σταθεροποιημένης ροής. Οι μεταβολές της κινητικής και της δυναμικής ενέργειας του ψυκτικού ρευστού είναι συνήθως μικρές σε σύγκριση με τους όρους του έργου και των ποσών της θερμότητας που μεταφέρονται, με αποτέλεσμα να μπορούν να θεωρηθούν αμελητέες. Έτσι, σε σταθεροποιημένη ροή, η εξίσωση ενέργειας, ανά μονάδα μάζας, ανάγεται στην ακόλουθη σχέση:

$$(q_{in} - q_{out}) + (w_{in} - w_{out}) = h_e - h_i \quad \textbf{1-6}$$

Στο συμπυκνωτή και τον εξατμιστήρα δεν εμπλέκεται καμιά μορφή έργου. Επομένως, ο συμπυκνωτής μπορεί προσεγγιστικά να θεωρηθεί αδιαβατικός. Έτσι, οι τιμές του συντελεστή COP των ψυγείων και των αντλιών θερμότητας, που λειτουργούν με τον ψυκτικό κύκλο συμπίεσης ατμού, μπορούν αντίστοιχα να γραφούν ως εξής:

$$COP_R = \frac{q_L}{w_{net,in}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad \textbf{1-7}$$

$$COP_{HP} = \frac{q_H}{w_{net,in}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad \textbf{1-8}$$

όπου για την ιδανική περίπτωση $h_1 = h_{g@p1}$ και $h_3 = h_{f@p3}$.

Η ψύξη με συμπίεση ατμού χρονολογείται από το 1834, όταν ο Άγγλος Jacob Perkins έλαβε δίπλωμα ευρεσιτεχνίας για μια μηχανή παραγωγής πάγου σε κλειστό κύκλο, η οποία χρησιμοποιούσε αιθέρα ή άλλα πτητικά ρευστά σε ρόλο ψυκτικού μέσου. Ένα πρότυπο αυτής της μηχανής κατασκευάστηκε και λειτούργησε χωρίς όμως ποτέ να παραχθεί εμπορικά. Στα 1850, ο Alexander Twining άρχισε να σχεδιάζει και να κατασκευάζει μηχανές παραγωγής πάγου με συμπίεση ατμού, χρησιμοποιώντας αιθυλικό αιθέρα, που αποτελεί το ψυκτικό μέσο που χρησιμοποιείται εμπορικά σε συστήματα παραγωγής ψύξης με συμπίεση ατμού. Αρχικά, τα συστήματα ψύξης με συμπίεση ατμού ήταν ογκώδη και έβρισκαν εφαρμογή κύρια στην παραγωγή πάγου και την αποθήκευση ψύχους. Λειτουργούσαν χωρίς επαρκή αυτόματο έλεγχο και έπαιρναν ισχύ από μηχανές υδρατμού. Όμως, από το 1890, μικρότερες ηλεκτροκίνητες μηχανές, εφοδιασμένες με αυτόματο έλεγχο, άρχισαν να αντικαθιστούν τις παλαιότερες μονάδες, με αποτέλεσμα τα συστήματα ψύξης να αρχίσουν να χρησιμοποιούνται στα κρεοπωλεία και τα σπίτια. Από το 1930,

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

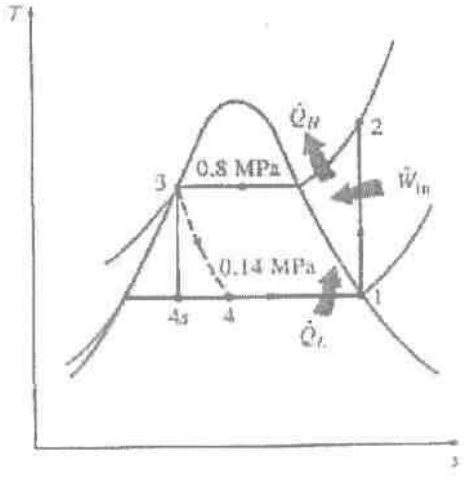
οι συνεχείς βελτιώσεις έκαναν δυνατή την ύπαρξη συστημάτων ψύξης με συμπίεση ατμού, που ήταν πιο αποδοτικά, αξιόπιστα, μικρά και φτηνά.

1.2.3.1.ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ: Ο ΙΔΑΝΙΚΟΣ ΨΥΚΤΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ ΜΕ ΣΥΜΠΙΕΣΗ ΑΤΜΟΥ

Ένα ψυγείο χρησιμοποιεί για ρευστό λειτουργίας ψυκτικό R-134a και λειτουργεί σύμφωνα με ένα ιδανικό ψύκτικο κύκλο συμπίεσης ατμού μεταξύ των ορίων πίεσης 0.14 Mpa και 0.8 Mpa. Εάν η παροχή μάζας του ψυκτικού είναι 0.05Kg/sec, να υπολογιστούν: (α) ο ρυθμός απόρριψης θερμότητας από τον ψυχόμενο χώρο και η ισχύς εισόδου του συμπιεστή, (β) ο ρυθμός απόρριψης θερμότητας στο περιβάλλον και (γ) ο συντελεστής λειτουργίας του ψυγείου.

Επίλυση:

Ο ψυκτικός κύκλος του ψυγείου παρουσιάζεται γραφικά σε διάγραμμα T-s, στη συνέχεια. Πρόκειται για έναν ιδανικό ψυκτικό κύκλο με συμπίεση ατμού, που περιλαμβάνει συστατικά στοιχεία όπου η ροή είναι σταθεροποιημένη. Άρα ο συμπιεστής είναι ισεντροπικός και το ψυκτικό εξέρχεται από το συμπυκνωτή με τη μορφή κορεσμένου υγρού και εισέρχεται στο συμπιεστή ως κορεσμένος ατμός.



Σχήμα 1-9: Το διάγραμμα T-s ενός ιδανικού κύκλου ψύξης με συμπίεση ατμού, το οποίο περιγράφεται στο παράδειγμα.

Παραδοχές:

Οι συνθήκες λειτουργίας είναι σταθερές και οι μεταβολές της κινητικής και δυναμικής ενέργειας είναι αμελητέες.

Ανάλυση:

Από τους πίνακες του R-134a, οι ενθαλπίες του ψυκτικού στις 4 καταστάσεις είναι οι εξής:

P_1=0.14 MPa $\rightarrow$ $h_1=h_{g@0.14MPa}$=236.04 KJ/Kg

$\rightarrow$ $s_1=s_{g@0.14Mpa}$=0.9322 KJ/(KgK)

P_2=0.8 MPa $\rightarrow$ h_2=272.05KJ/Kg

και $s_2=s_1$

P_3=0.8MPa $\rightarrow$ $h_3=h_{f@0.8MPa}$=93.42 KJ/Kg

$h_4 \cong h_3$ (στραγγαλισμός) $\rightarrow$ h_4=93.42 KJ/Kg

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

(α) Ο ρυθμός αφαίρεσης θερμότητας από τον ψυχόμενο χώρο και η ισχύς εισόδου του συμπιεστή, καθορίζονται σύμφωνα με τους ορισμούς τους:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) = (0.05\ \text{Kg/s})[(236.04 - 93.42)\ \text{KJ/Kg}] = 7.13\ \text{KW}$$

$$\dot{W}_{in} = \dot{m}(h_2 - h_1) = (0.05\ \text{Kg/s})[(272.05 - 236.04)\ \text{KJ/Kg}] = 1.80\ \text{KW}$$

(β) Ο ρυθμός απόρριψης θερμότητας από το ψυκτικό μέσο προς το περιβάλλον καθορίζεται από την ακόλουθη σχέση:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_2 - h_3) = (0.05\ \text{Kg/s})[(272.05 - 93.42)\ \text{KJ/Kg}] = 8.93\ \text{KW}$$

ή από τη σχέση:

$$\dot{Q}_H = \dot{W}_{in} + \dot{Q}_L = 1.80 + 7.13 = 8.93\ \text{KW}$$

(γ) Ο συντελεστής λειτουργίας του ψυκτικού υπολογίζεται από τον ορισμό:

$$COP_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{in}} = \frac{7.13KW}{1.80KW} = 3.96$$

Δηλαδή, αυτός ο ψύκτης για κάθε μονάδα ηλεκτρικής ενέργειας που καταναλώνει, αφαιρεί περίπου 4 μονάδες ενέργειας από τον ψυχόμενο χώρο.

Σχόλια:

Θα ήταν ενδιαφέρον να δει κανείς τι θα συνέβαινε, εάν η βαλβίδα στραγγαλισμού είχε αντικατασταθεί από έναν ισεντροπικό στρόβιλο. Η ενθαλπία στην κατάσταση 4s [στην έξοδο του στροβίλου, P_{4s}=0.14 MPa και $s_{4s}=s_3$=0.3459KJ/(KgK)] σε αυτή την περίπτωση θα ήταν 86.92 KJ/Kg και ο στρόβιλος θα έδινε ισχύ 0.34 KW. Αυτό θα μείωνε την ισχύ εισόδου στον ψύκτη από 1.80 σε 1.46 KW και θα αύξανε το ρυθμό αφαίρεσης θερμότητας από τον ψυχόμενο χώρο από 7.13 σε 7.46 KW. Ως αποτέλεσμα, ο συντελεστής λειτουργίας του ψύκτη θα αυξανόταν από 3.96 σε 5.11, θα υπήρχε δηλαδή αύξηση της τάξης του 29%.

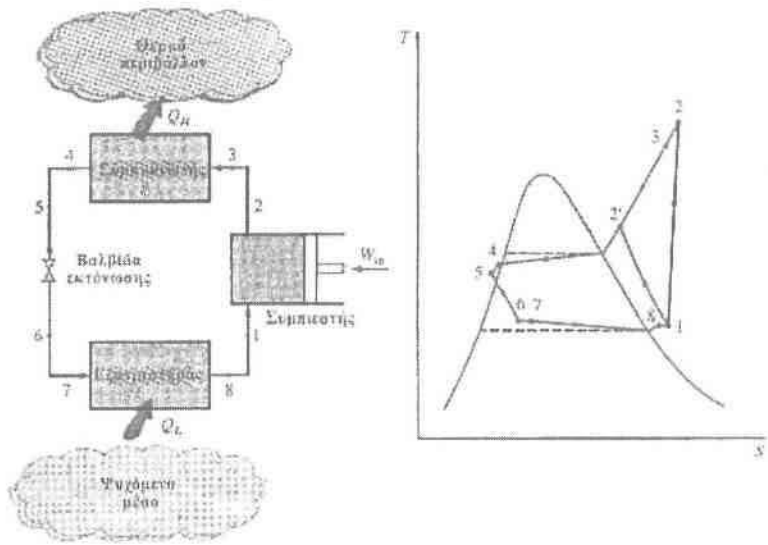
1.2.4. ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΟΙ ΚΥΚΛΟΙ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΨΥΞΗΣ ΜΕ ΣΥΜΠΙΕΣΗ ΑΤΜΟΥ

Ένας πραγματικός κύκλος παραγωγής ψύξης με συμπίεση ατμού διαφέρει από τον αντίστοιχο ιδανικό κύκλο σε πολλά σημεία, εξαιτίας κυρίως των αναντιστρεπτοτήτων που εμφανίζονται σε διάφορα εξαρτήματα και συσκευές. Δυο συνηθισμένες αιτίες για την εμφάνιση μιας μη – αντιστρεπτής λειτουργίας είναι η τριβή του ρευστού (που προκαλεί πτώση πίεσης) και η μεταφορά θερμότητας προς ή από το περιβάλλον. Το διάγραμμα T-s ενός πραγματικού ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμού παρουσιάζεται στη συνέχεια.

Στον ιδανικό κύκλο, το ψυκτικό μέσο εξέρχεται από τον εξατμιστήρα και εισέρχεται στο συμπιεστή με τη μορφή κορεσμένου ατμού. Αυτό δεν είναι δυνατό να πραγματοποιηθεί στην πράξη, εφόσον είναι αδύνατο να ελεγχθεί με τέτοια ακρίβεια η κατάσταση του ψυκτικού. Αντίθετα, το σύστημα σχεδιάζεται με τέτοιο τρόπο, ώστε το ψυκτικό να είναι ελαφρώς υπέρθερμο στην είσοδο του συμπιεστή. Αυτός ο επιπλέον σχεδιασμός εξασφαλίζει ότι το ψυκτικό μέσο εξατμίζεται πλήρως κατά την είσοδό του στο συμπιεστή. Επίσης, η γραμμή που συνδέει τον εξατμιστήρα με το συμπιεστή είναι συνήθως πολύ μεγάλη, με αποτέλεσμα η πτώση πίεσης που προκαλείται από την τριβή του ρευστού και η μεταφορά θερμότητας από το περιβάλλον στο ψυκτικό ενδέχεται να είναι πολύ σημαντικές. Το αποτέλεσμα της υπερθέρμανσης της θερμότητας που εξοικονομείται στη γραμμή σύνδεσης και των πτώσεων πίεσης στον εξατμιστήρα και στη γραμμή σύνδεσης είναι μια αύξηση στον

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

ειδικό όγκο. Αυτή η αύξηση με τη σειρά της επιφέρει μια αύξηση της απαιτούμενης ισχύος εισόδου στο συμπιεστή, δεδομένου ότι το έργο σταθεροποιημένης ροής είναι ανάλογο του ειδικού όγκου.



Σχήμα 1-10: Σχηματική παράσταση και διάγραμμα T-s του πραγματικού ψυκτικού κύκλου με συμπίεση ατμού.

Στον ιδανικό κύκλο η διεργασία συμπίεσης είναι εσωτερικά αντιστρεπτή και αδιαβατική, δηλαδή αντιστρεπτή. Η πραγματική, όμως, διεργασία συμπίεσης συνοδεύεται από φαινόμενα τριβής, τα οποία αυξάνουν την εντροπία και τη μεταφορά θερμότητας, η οποία με τη σειρά της, ανάλογα με την κατεύθυνση προς την οποία πραγματοποιείται, μπορεί να αυξήσει ή να μειώσει την εντροπία. Επομένως, κατά τη διάρκεια μιας πραγματικής διεργασίας συμπίεσης, ανάλογα με το ποια φαινόμενα υπερισχύουν, η εντροπία του ψυκτικού μέσου μπορεί να αυξηθεί (διεργασία 1-2) ή να μειωθεί (διεργασία 1-2΄). Η διεργασία συμπίεσης 1-2΄ μπορεί να είναι περισσότερο επιθυμητή από την ισεντροπική διεργασία συμπίεσης, δεδομένου ότι ο ειδικός όγκος του ψυκτικού και συνέπως το απαιτούμενο έργο εισόδου είναι μικρότερα σε αυτή την περίπτωση. Άρα, το ψυκτικό θα πρέπει να ψύχεται κατά τη διεργασία της συμπίεσης, όταν αυτό κρίνεται πρακτικό και οικονομικά ορθολογικό.

Στην ιδανική περίπτωση υποτίθεται ότι το ψυκτικό εξέρχεται από το συμπυκνωτή με τη μορφή κορεσμένου υγρού στην πίεση εξόδου του συμπιεστή. Στην πραγματικότητα όμως, είναι αναπόφευκτο να υπάρχει κάποια πτώση πίεσης στο συμπυκνωτή, καθώς και στις γραμμές (σωληνώσεις) που συνδέουν το συμπυκνωτή με το συμπιεστή και τη βαλβίδα στραγγαλισμού. Επίσης, δεν είναι εύκολο να διεξαχθεί η διεργασία συμπύκνωσης με τέτοια ακρίβεια, ώστε στο τέλος της διεργασίας το ψυκτικό μέσο να είναι κορεσμένο υγρό και το ψυκτικό δεν επιθυμείται να οδηγηθεί στη βαλβίδα στραγγαλισμού πριν συμπυκνωθεί πλήρως. Για το σκοπό αυτό, το ψυκτικό πριν εισέλθει στη βαλβίδα στραγγαλισμού είναι ελαφρώς υπόψυκτο. Βέβαια, αυτό δεν πειράζει καθόλου, εφόσον σε αυτή την περίπτωση το ψυκτικό μπαίνει στον εξατμιστήρα με χαμηλότερη ενθαλπία, με συνέπεια να μπορεί να απορροφήσει περισσότερη θερμότητα από τον ψυχόμενο χώρο. Η βαλβίδα στραγγαλισμού και ο εξατμιστήρας τοποθετούνται συνήθως πολύ κοντά μεταξύ τους, ώστε η πτώση πίεσης στη γραμμή που τα συνδέει να είναι μικρή.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

1.2.4.1.ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ: Ο ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ ΨΥΞΗΣ ΜΕ ΣΥΜΠΙΕΣΗ ΑΤΜΟΥ

Ψυκτικό R-134a εισέρχεται με τη μορφή υπέρθερμου ατμού στο συμπιεστή ενός ψυγείου, σε πίεση 0.14 MPa και σε θερμοκρασία -10^0C, με ρυθμό 0.05Kg/sec και εξέρχεται στα 0.8 MPa και στους -50^0C. Το ψυκτικό μέσο ψύχεται στο συμπυκνωτή στους 26^0C και σε πίεση 0.72 MPa και στραγγαλίζεται σε πίεση 0.15 MPa. Αγνοώντας κάθε μεταφορά θερμότητας, καθώς επίσης και κάθε πτώση πίεσης στις γραμμές σύνδεσης μεταξύ των συσκευών, να υπολογιστούν: (α) ο ρυθμός απόρριψης θερμότητας από τον ψυχόμενο χώρο και η ισχύς εισόδου του συμπιεστή, (β) η αδιαβατική απόδοση του συμπιεστή και (γ) ο συντελεστής λειτουργίας του ψυγείου.

Επίλυση:

Ο ψυκτικός κύκλος παρουσιάζεται σε διάγραμμα T-s στο παρακάτω σχήμα. Πρόκειται για έναν ιδανικό ψυκτικό κύκλο με συμπίεση ατμού, που περιλαμβάνει συστατικά στοιχεία όπου η ροή είναι σταθεροποιημένη. Το ψυκτικό εξέρχεται από το συμπυκνωτή με τη μορφή κορεσμένου υγρού και εισέρχεται στο συμπιεστή ως υπέρθερμος ατμός.

Παραδοχές:

Οι συνθήκες λειτουργίας είναι σταθερές και οι μεταβολές της κινητικής και δυναμικής ενέργειας είναι αμελητέες.

Ανάλυση:

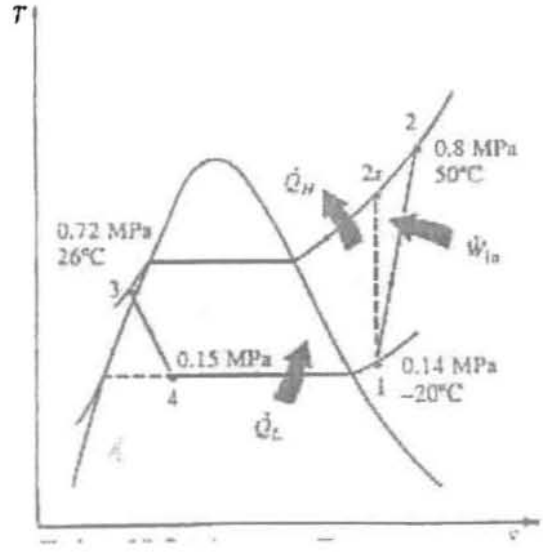
Από τους πίνακες του R-134a, οι ενθαλπίες του ψυκτικού στις 4 καταστάσεις είναι οι εξής:

P_1=0.14 MPa $\rightarrow h_1$=243.40 KJ/Kg
T_1=-10^0C

P_2=0.8 MPa $\rightarrow h_2$=284.39 KJ/Kg
T_2=50^0C

P_3=0.72 MPa $\rightarrow h_3=h_{f@26^0C}$= 85.75 KJ/Kg
T_3=26^0C

$h_4 \cong h_3$ (στραγγαλισμός) $\rightarrow h_4$=85.75 KJ/Kg



Σχήμα 1-11: Διάγραμμα T-s για το παράδειγμα του πραγματικού κύκλου ψύξης.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

(α) Ο ρυθμός αφαίρεσης θερμότητας από τον ψυχόμενο χώρο και η ισχύς εισόδου του συμπιεστή, καθορίζονται σύμφωνα με τους ορισμούς τους:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) = (0.05\ \text{Kg/s})[(243.40 - 85.75)\ \text{KJ/Kg}] = 7.88\ \text{KW}$$

$$\dot{W}_{in} = \dot{m}(h_2 - h_1) = (0.05\ \text{Kg/s})[(284.39 - 243.40)\ \text{KJ/Kg}] = 2.05\ \text{KW}$$

(β) Η αδιαβατική απόδοση του συμπιεστή καθορίζεται από την ακόλουθη σχέση:

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{281.05 - 243.40}{284.39 - 243.40} = 0.919 \text{ ή } 91.9\%$$

γιατί η ενθαλπία στην κατάσταση 2s [P_{2s}=0.8 MPa και s_{2s}= s_1 =0.9606 KJ/(KgK)] ισούται με 281.05 KJ/Kg.

(γ) Ο συντελεστής λειτουργίας του ψυκτικού υπολογίζεται από τον ορισμό:

$$COP_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{in}} = \frac{7.88KW}{2.05KW} = 3.84$$

Σχόλια:

Το πρόβλημα αυτό είναι παρόμοιο με το παράδειγμα για ιδανικό ψυκτικό κύκλο, με τη διαφορά ότι στην περίπτωση αυτή το ψυκτικό είναι ελαφρώς υπέρθερμο στην είσοδο του συμπιεστή και υπόψυκτο στην έξοδο του συμπυκνωτή. Επιπλέον, ο συμπιεστής δε λειτουργεί ισεντροπικά. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση (κατά 10.5%) του ρυθμού αφαίρεσης θερμότητας από τον ψυχόμενο χώρο, ενώ η ισχύς εισόδου του συμπιεστή αυξάνεται ακόμη περισσότερο (κατά 13.9%). Έτσι, ο συντελεστής λειτουργίας του ψύκτη μειώνεται από 3.96 σε 3.84.

1.3. ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΑΝΤΛΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ – ΑΝΤΛΙΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Για ορισμένες εφαρμογές, οι αντλίες θερμότητας ενώ είναι γενικά ακριβότερες στην αγορά και την εγκατάστασή τους σε σύγκριση με τα άλλα συστήματα θέρμανσης, οδηγούν μακροπρόθεσμα σε εξοικονόμηση χρημάτων, επειδή μειώνουν το λογαριασμό θέρμανσης. Παρά το σχετικά υψηλό κόστος, ο αριθμός των αντλιών θερμότητας συνεχώς αυξάνεται. Περίπου το ένα τρίτο όλων των μονοκατοικιών που χτίστηκαν το 1984 στις Η.Π.Α. θερμαίνονται με αντλίες θερμότητας.

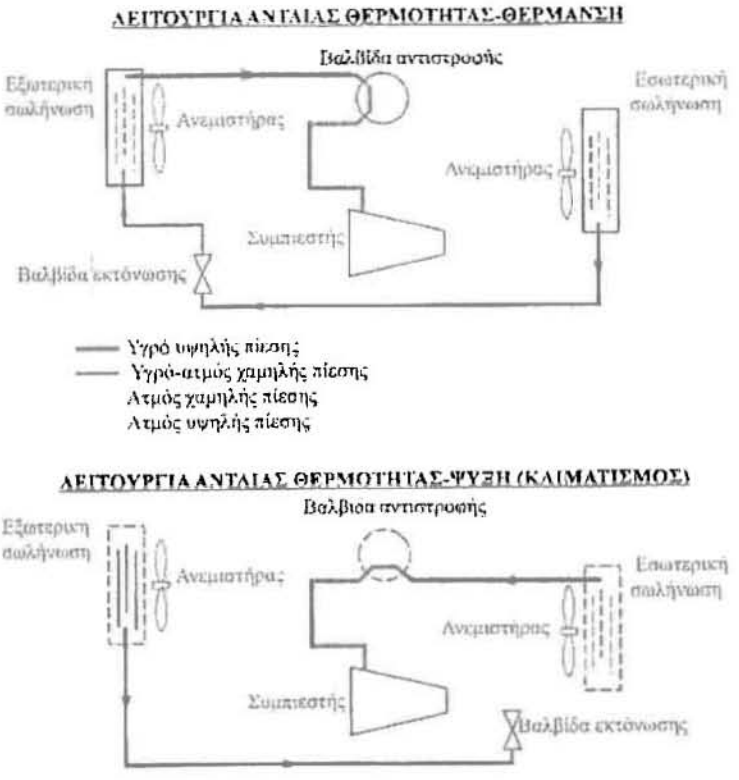
Η πιο συνηθισμένη πηγή ενέργειας για τις αντλίες θερμότητας είναι ο ατμοσφαιρικός αέρας (συστήματα αέρος-αέρος), χωρίς βέβαια να αποκλείονται το νερό και το έδαφος. Το βασικό πρόβλημα των συστημάτων με πηγή τον αέρα είναι η δημιουργία πάγου, που συναντά κανείς σε υγρά κλίματα, ιδιαίτερα όταν η θερμοκρασία πέφτει κάτω από τους 2 ως 5^0C. Η συσσώρευση πάγου στο δίκτυο των σωληνώσεων του εξατμιστήρα είναι ανεπιθύμητη, κυρίως επειδή φθείρει σοβαρά την αντλία θερμότητας. Όμως, το δίκτυο αυτό μπορεί να αποψυχθεί αντιστρέφοντας τον κύκλο άντλησης θερμότητας (χρησιμοποιώντας δηλαδή την αντλία ως κλιματιστικό). Αυτό οδηγεί σε μείωση της απόδοσης του συστήματος. Τα συστήματα που χρησιμοποιούν ως πηγή το νερό, συνήθως αντλούν νερό από πηγάδια βάθους μεγαλύτερο των 80m. Τα συστήματα αυτά λειτουργούν σε ένα θερμοκρασιακό διάστημα μεταξύ 5-18^0C και δεν παρουσιάζουν προβλήματα με τον πάγο. Αυτά έχουν

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

τυπικά υψηλότερους συντελεστές COP, αλλά είναι περισσότερο πολύπλοκα και απαιτούν εύκολη πρόσβαση σε μεγάλη ποσότητα νερού, όπως λ.χ. στο νερό του υπεδάφους. Τα συστήματα με πηγή το έδαφος είναι επίσης αρκετά πολύπλοκα, εφόσον απαιτούν μεγάλου μήκους σωληνώσεις, οι οποίες πρέπει να τοποθετηθούν βαθιά στο έδαφος όπου η θερμοκρασία είναι σχετικά σταθερή.

Οι συντελεστές COP των αντλιών θερμότητας συνήθως κυμαίνονται μεταξύ 1.5 και 4, ανάλογα με το συγκεκριμένο σύστημα που χρησιμοποιείται και τη θερμοκρασία της πηγής. Μια νέα κατηγορία πρόσφατα ανεπτυγμένων αντλιών θερμότητας που λειτουργούν με ηλεκτρικό κινητήρα μεταβλητής ταχύτητας παρουσιάζει τουλάχιστον διπλάσια απόδοση ενέργειας σε σχέση με τα προηγούμενα συστήματα.

Τόσο η ικανότητα όσο και η απόδοση των αντλιών θερμότητας μειώνονται σημαντικά στις χαμηλές θερμοκρασίες. Έτσι, οι περισσότερες αντλίες με πηγή τον αέρα απαιτούν επιπρόσθετα συστήματα θέρμανσης, όπως θερμαντικά ηλεκτρικής αντίστασης ή καυστήρες πετρελαίου ή αερίου. Δεδομένου ότι οι θερμοκρασίες του νερού και του εδάφους δε μεταβάλλονται αρκετά, πιθανώς για συστήματα με πηγές ενέργειας το νερό και το έδαφος, να μην απαιτείται επιπρόσθετη θέρμανση. Όμως, το σύστημα της αντλίας θερμότητας θα πρέπει να είναι αρκετά μεγάλο, ώστε να ικανοποιείται το μέγιστο επιθυμητό φορτίο θέρμανσης.



Σχήμα 1-12: Η αντλία θερμότητας μπορεί να χρησιμοποιηθεί για να θερμάνει ένα σπίτι το χειμώνα ή για να το ψύξει το καλοκαίρι.

Οι αντλίες θερμότητας και τα κλιματιστικά έχουν τα ίδια μηχανικά εξαρτήματα. Επομένως, δεν είναι οικονομικό να υπάρχουν 2 ξεχωριστά συστήματα για να πληρούν τις απαιτήσεις θέρμανσης και ψύξης των κτιρίων ή των σπιτιών. Το ίδιο σύστημα είναι δυνατό να χρησιμοποιείται ως αντλία θερμότητας το χειμώνα και ως κλιματιστικό το καλοκαίρι. Αυτό πραγματοποιείται προσθέτοντας μια βαλβίδα αναστροφής του κύκλου, όπως παρουσιάζεται στο σχήμα. Σαν αποτέλεσμα αυτής της

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

τροποποίησης, ο συμπυκνωτής της αντλίας θερμότητας λειτουργεί ως εξατμιστήρας του κλιματιστικού το καλοκαίρι. Επίσης, ο εξατμιστήρας της αντλίας θερμότητας εξυπηρετεί ως συμπυκνωτής του κλιματιστικού. Αυτό το χαρακτηριστικό αυξάνει την ανταγωνιστικότητα των αντλιών θερμότητας. Τέτοιες μονάδες με διπλή λειτουργία χρησιμοποιούνται συχνά σε ξενοδοχεία.

Οι αντλίες θερμότητας είναι περισσότερο ανταγωνιστικές σε εφαρμογές με μεγάλο ψυκτικό φορτίο κατά τη διάρκεια της περιόδου ψύξης και σχετικά χαμηλό φορτίο θέρμανσης κατά τη διάρκεια της περιόδου θέρμανσης, όπως συμβαίνει στις νοτιότερες περιοχές της Ευρώπης. Στις περιοχές αυτές, η αντλία θερμότητας μπορεί να ικανοποιήσει τις συνολικές ανάγκες της θέρμανσης και του κλιματισμού των οικιακών και εμπορικών κτιρίων. Η αντλία θερμότητας είναι λιγότερο ανταγωνιστική σε περιοχές στις οποίες το φορτίο θέρμανσης είναι σημαντικό και το φορτίο ψύξης μικρό, όπως στα βορειότερα τμήματα της Ευρώπης.

1.4. ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΩΝ ΤΟΥ ΨΥΚΤΙΚΟΥ ΚΥΚΛΟΥ

1.4.1. ΒΑΛΒΙΔΑ ΣΤΡΑΓΓΑΛΙΣΜΟΥ

Βαλβίδα στραγγαλισμού ονομάζεται κάθε είδους διάταξη που περιορίζει τη ροή, προκαλώντας σημαντική πτώση πίεσης στο ρευστό (βαλβίδα εκτόνωσης). Η πτώση πίεσης συνοδεύεται συχνά από μεγάλη πτώση της θερμοκρασίας του ρευστού και για το λόγο αυτό γίνεται συχνή χρήση της σε εφαρμογές ψύξης και κλιματισμού. Στην περίπτωση που εξετάζεται, η διάταξη αυτή είναι ένας τριχοειδής σωλήνας.

Αυτή η διάταξη αποτελείται από ένα σωληνάκι με σταθερή εσωτερική διάμετρο, που μπορεί να κυμαίνεται από 0.6 mm ως 2.26 mm και μήκος από 0.6 ως 6 m. Η ποσότητα ψυκτικού που περνά μέσα από τον τριχοειδή σωλήνα είναι σταθερή και αντιστοιχεί σε μια καθορισμένη τιμή της πίεσης συμπύκνωσης, πίεσης εξάτμισης, υπόψυξης και του θερμικού φορτίου. Σε διαφορετικές συνθήκες, ο τριχοειδής σωλήνας υποτροφοδοτεί ή υπερτροφοδοτεί τον εξατμιστή, προκαλώντας ακατάλληλη απόδοση. Επομένως, η εφαρμογή του τριχοειδή σωλήνα προβλέπεται σε συσκευές που προορίζονται να λειτουργήσουν με σταθερά θερμικά φορτία, όπως κλιματιστικά χώρου, οικιακά ψυγεία.

Χαρακτηριστικό στοιχείο των βαλβίδων αυτών είναι το γεγονός ότι προκαλούν πτώση πίεσης χωρίς να παράγουν έργο. Όντας συνήθως μικρές σε μέγεθος, η ροή μέσα από αυτές μπορεί να θεωρηθεί αδιαβατική, γιατί δεν υπάρχει ο απαιτούμενος χρόνος ή αρκετά μεγάλη επιφάνεια ώστε να πραγματοποιηθεί μεταφορά θερμότητας με αξιοσημείωτους ρυθμούς. Συνεπώς οι τιμές της ενθαλπίας του ρευστού στην είσοδο και την έξοδο μιας βαλβίδας στραγγαλισμού είναι ίσες. Για το λόγο αυτό η βαλβίδα στραγγαλισμού ονομάζεται και ισενθαλπική διάταξη.

Για τον υπολογισμό της πτώσης πίεσης Δp, κατά μήκος του τριχοειδούς αγγείου, χρησιμοποιείται η τροποποιημένη εξίσωση των Darcy – Weisbach:

$$\Delta P = \frac{f l \rho u^2}{2d} \quad \textbf{1-9}$$

όπου ο f συντελεστής τριβής, l το μήκος και d η εσωτερική διάμετρος του τριχοειδούς αγγείου , ρ η πυκνότητα και u η ταχύτητα του ψυκτικού.

Αν θεωρηθεί ότι ο αριθμός Reynolds της ροής παραμένει σταθερός για τις διάφορες συνθήκες λειτουργίας, τότε ο όρος f l ρ / 2 d μπορεί να αντικατασταθεί από τον εμπειρικά προσδιοριζόμενο συντελεστή V_{neck} . Έτσι, η αρχική εξίσωση της

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

πτώσης πίεσης μπορεί να τροποποιηθεί και αφού εκφραστεί συναρτήσει της μαζικής παροχής m, που είναι ανάλογη της ταχύτητας, να πάρει τη μορφή:

$$\sqrt{\Delta P} = v_{neck} m \quad \textbf{1-10}$$

Η τιμή του συντελεστή V_{neck} προσδιορίζεται με την εφαρμογή του προγράμματος και τη σύγκριση των αποτελεσμάτων με δεδομένα λειτουργίας της συσκευής σε συγκεκριμένες συνθήκες. Παρατηρείται ότι η μεταβολή του V_{neck} επηρεάζει ελάχιστα το Δp, γεγονός που δικαιολογεί την αρχική υπόθεση.

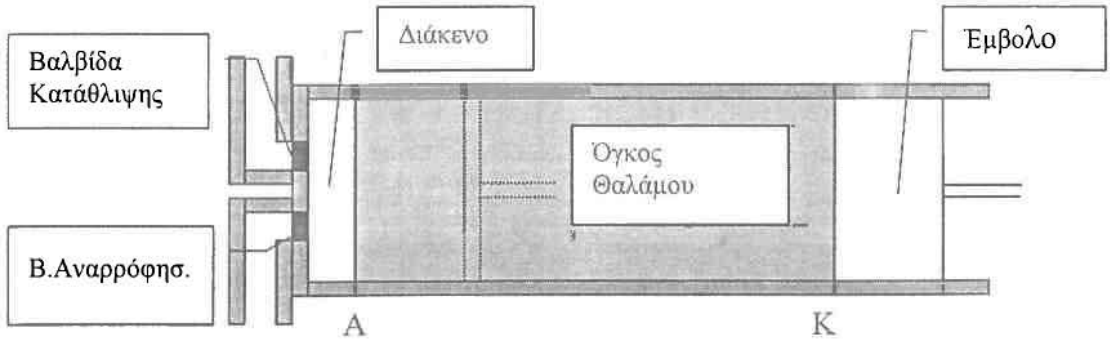
1.4.2. ΣΥΜΠΙΕΣΤΗΣ

Ο συμπιεστής αποτελεί την καρδιά του ψυκτικού κυκλώματος γιατί ευθύνεται για την διατήρηση της κυκλοφορίας ψυκτικού ρευστού. Πιο συγκεκριμένα ο συμπιεστής παραλαμβάνει τον ψυκτικό ατμό σε χαμηλές τιμές πίεσης και θερμοκρασίας και τον μεταφέρει σε υψηλότερες. Σαν συνέπεια έχουμε τα εξής αποτελέσματα:

- Στον εξατμιστή δημιουργείται μια πτώση της πίεσης και της θερμοκρασίας του ψυκτικού, που του δίνει τη δυνατότητα να απορροφήσει θερμότητα από το περιβάλλον.
- Στο συμπυκνωτή δημιουργείται μια αύξηση της πίεσης και της θερμοκρασίας του ψυκτικού, που του δίνει τη δυνατότητα να αποδώσει θερμότητα στο περιβάλλον.

Αυτή η διαφορά πίεσης ανάμεσα στην πλευρά της εισόδου (αναρρόφηση) και την πλευρά της εξόδου (κατάθλιψη) είναι η αιτία που διατηρεί την κυκλοφορία του ψυκτικού ρευστού.

Στην περίπτωση που εξετάζεται, χρησιμοποιείται ένας παλινδρομικός συμπιεστής ο οποίος αποτελείται από ένα έμβολο που εκτελώντας μια παλινδρομική κίνηση στο εσωτερικό ενός κυλίνδρου, εξασφαλίζει την αναρρόφηση και συμπίεση του ψυκτικού ρευστού. Είναι σημαντικό για λόγους ασφάλειας του συμπιεστή, το εισερχόμενο ψυκτικό ρευστό να βρίσκεται πλήρως σε αέρια φάση. Για το λόγο αυτό πραγματοποιείται μια υπερθέρμανση του ρευστού πριν την είσοδό του στο συμπιεστή. Στο επόμενο σχήμα απεικονίζεται ένας παλινδρομικός συμπιεστής.



Σχήμα 1-13: Παλινδρομικός συμπιεστής.

Διακρίνονται η βαλβίδα αναρρόφησης, από την οποία το αέριο εισέρχεται στον κύλινδρο κατά τη διάρκεια της αναρρόφησης και η βαλβίδα κατάθλιψης από την οποία εξέρχεται το συμπιεσμένο πλέον αέριο. Παρατηρείται επίσης ότι το έμβολο μπορεί να κινηθεί μεταξύ των σημείων A και K, - που ονομάζονται αντίστοιχα άνω

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

και κάτω νεκρό σημείο – δημιουργώντας πάντοτε ένα κενό που ονομάζεται διάκενο. Σε αυτό παραμένει πάντοτε μια ορισμένη ποσότητα του ψυκτικού, που το έμβολο δεν καταφέρνει να ωθήσει προς τα έξω. Ο όγκος θαλάμου είναι αυτός που υπολογίζεται από το γινόμενο της διαμέτρου του θαλάμου επί την απόσταση ΑΚ.

Ο ωφέλιμος όγκος, δηλαδή ο όγκος που αν πολλαπλασιαστεί με τη συχνότητα περιστροφής του εμβόλου και την πυκνότητα του ψυκτικού θα προκύψει η μαζική παροχή του ψυκτικού, σύμφωνα με τη σχέση:

$$m = vfp \text{ ή } m = \frac{vf}{u} \quad \text{1-11}$$

όπου u ο ειδικός όγκος του ψυκτικού, διαφέρει από τον όγκο του θαλάμου V_c κατά ένα συντελεστή n_v που ονομάζεται ογκομετρική αποτελεσματικότητα. Ισχύει δηλαδή:

$$v = n_v v_c \quad \text{1-12}$$

και αντίστοιχα:

$$m = n_v v_c fp \text{ ή } m = \frac{n_v v_c f}{u} \quad \textbf{1-13}$$

Η ογκομετρική αποτελεσματικότητα λαμβάνει υπόψη όχι μόνο την ογκομετρική απώλεια λόγω της επανεκτόνωσης του παγιδευμένου μέσα στο διάκενο του συμπιεστή αερίου, αλλά και όλες τις άλλες απώλειες, συμπεριλαμβανομένης της διαρροής αερίου καθώς και της πτώσης πίεσης των βαλβίδων αναρρόφησης και κατάθλιψης, μέσω του εμπειρικά προσδιοριζόμενου συντελεστή C_v. Πιο συγκεκριμένα ισχύει:

$$n_v = C_v \left\{ 1 + r \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{1/n} \right] \right\} \quad \textbf{1-14}$$

όπου C_v ο ογκομετρικός συντελεστής της συμπίεσης, r ο λόγος του «νεκρού» όγκου προς τον όγκο του θαλάμου του συμπιεστή, p_1 / p_2 ο λόγος της πίεσης αναρρόφησης προς την πίεση κατάθλιψης και n ο πολυτροπικός δείκτης της συμπίεσης.

1.4.3. ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Πρόκειται ουσιαστικά για το συμπυκνωτή και τον εξατμιστή στους οποίους πραγματοποιείται η μετάδοση θερμότητας μεταξύ του ψυκτικού μέσου και του περιβάλλοντος. Πρέπει να τονιστεί ότι το ρόλο του συμπυκνωτή και του εξατμιστή τον εναλλάσσουν τόσο η εσωτερική, όσο και η εξωτερική μονάδα του κλιματιστικού, ανάλογα με τις συνθήκες λειτουργίας της συσκευής. με τη βοήθεια μιας βαλβίδας τεσσάρων διευθύνσεων που ρυθμίζει την πορεία του ψυκτικού. Έτσι, για συνθήκες θέρμανσης η συμπύκνωση (υψηλή θερμοκρασία ψυκτικού) πραγματοποιείται στο χώρο που πρόκειται να θερμανθεί, δηλαδή στην εσωτερική μονάδα. Αντίθετα, για συνθήκες ψύξης, στην εσωτερική μονάδα λαμβάνει χώρα η εξάτμιση (χαμηλή θερμοκρασία ψυκτικού). Η θερμορροή η οποία μεταφέρεται από το ένα μέσο στο άλλο υπολογίζεται με τη βασική εξίσωση:

$$Q = UA\Delta T_{ln} \quad \textbf{1-15}$$

όπου U ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας του εναλλάκτη, A η επιφάνεια εναλλαγής του και ΔT_{ln} η μέση λογαριθμική θερμοκρασιακή διαφορά. Η εξίσωση

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

αυτή χρησιμοποιείται όταν είναι γνωστές όλες οι θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου των εναλλασσόμενων ρευμάτων.

Όταν υπάρχει κάποια άγνωστη θερμοκρασία η προηγούμενη εξίσωση δεν ενδείκνυται, αφού απαιτείται διαδικασία δοκιμής και σφάλματος. Στην περίπτωση αυτή μπορεί να χρησιμοποιηθεί εναλλακτικά η έννοια της αποτελεσματικότητας ε του εναλλάκτη που ορίζεται ως ο λόγος της απόλυτης τιμής της διαφοράς θερμοκρασίας εισόδου και εξόδου του ρευστού με την ελάχιστη θερμοχωρητική παροχή $(mc_p)_{min}$, προς τη μέγιστη διαφορά θερμοκρασίας των ρευστών. Η αποτελεσματικότητα εκφράζεται συναρτήσει του αριθμού μονάδων μεταφοράς N, όπου:

$$N = \frac{UA}{(mc_p)_{min}} \quad \textbf{1-16}$$

Στη συγκεκριμένη περίπτωση η εξίσωση της θερμορροής έχει την εξής μορφή:

$$Q = mc_p \varepsilon \Delta T \quad \textbf{1-17}$$

Με

$$\varepsilon_{CD} = 1 - \exp\left\{\frac{-(UA)}{mc_p}\right\} \quad \textbf{1-18}$$

όπου m και c_p η μαζική παροχή και η ειδική θερμότητα του ρευστού αντίστοιχα και ΔT η μέγιστη θερμοκρασιακή διαφορά των δύο ρευμάτων.

1.5. Η ΕΠΙΛΟΓΗ ΤΟΥ ΣΩΣΤΟΥ ΨΥΚΤΙΚΟΥ ΜΕΣΟΥ

Στο σχεδιασμό ψυκτικών συστημάτων υπάρχει ποικιλία από ψυκτικά μέσα (ρευστά λειτουργίας) μεταξύ των οποίων γίνεται επιλογή. Τα κυριότερα ψυκτικά μέσα είναι:

- Χλωροφθοράνθρακες (CFC).
- Αμμωνία.
- Υδρογονάνθρακες (προπάνιο, αιθάνιο, αιθυλένιο κ.α.).
- Διοξείδιο του άνθρακα.
- Αέρας (στον κλιματισμό των αεροσκαφών).
- Νερό (για εφαρμογές πάνω από το σημείο πήξης).

Η σωστή επιλογή του του ψυκτικού εξαρτάται από την περίπτωση στην οποία θα χρησιμοποιηθεί. Από τα ψυκτικά μέσα, οι χλωροφθοράνθρακες (R-11, R-12, R-22, R-134a, R-502) καλύπτουν πάνω από το 90% της αγοράς στις Η.Π.Α.

Στα 1850 ο αιθυλικός αιθέρας ήταν το πρώτο ψυκτικό μέσο στα συστήματα παραγωγής ψύξης με συμπίεση ατμού που χρησιμοποιήθηκε στο εμπόριο. Στη συνέχεια, άρχισε η χρήση του διοξειδίου του άνθρακα, του μεθυλοχλωριδίου, του διοξειδίου του θείου, του βουτανίου, του αιθανίου, του προπανίου, του ισοβουτανίου, του αεριελαίου (gasoline) και των χλωροφθορανθράκων.

Οι πιο πολλοί τομείς της βιομηχανίας και της βαριάς βιομηχανίας εξακολουθούν, ακόμη και στις μέρες μας, να καλύπτουν τις ανάγκες τους με τη χρήση αμμωνίας, παρόλο που είναι τοξική. Τα πλεονεκτήματα της αμμωνίας έναντι των άλλων ψυκτικών είναι:

- Χαμηλό κόστος.
- Υψηλότεροι συντελεστές λειτουργίας (και συνεπώς χαμηλότερο ενεργειακό κόστος).
- Ευνοϊκότερες θερμοδυναμικές ιδιότητες.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

- Ιδιότητες μεταφοράς που συνεπάγονται υψηλότερους συντελεστές θερμικής μεταφοράς (απαιτούνται μικρότεροι και φθηνότεροι εναλλάκτες θερμότητας).
- Μεγαλύτερη δυνατότητα ανίχνευσης πιθανών διαρροών.
- Δεν επηρεάζει το στρώμα του όζοντος.

Το κύριο μειονέκτημα της αμμωνίας είναι η τοξικότητά της, που την καθιστά ακατάλληλη για οικιακή χρήση. Χρησιμοποιείται πιο πολύ στην ψύξη τροφίμων, όπως φρέσκα φρούτα, λαχανικά, κρέατα, ψάρια, στην ψύξη ποτών και γαλακτοκομικών, όπως μπύρα, κρασί, γάλα και τυρί. Επίσης, χρησιμοποιείται στην ψύξη παγωτών και άλλων τροφών, στην παραγωγή πάγου ψύξης των βιομηχανικών φαρμάκων σε χαμηλή θερμοκρασία και σε πλήθος άλλων διεργασιών.

Είναι αξιοσημείωτο ότι τα ψυκτικά που χρησιμοποιούνταν στους οικιακούς τομείς και στους τομείς του ελαφρού εμπορίου (όπως το διοξείδιο του θείου, το αιθυλοχλωρίδιο και το μεθυλοχλωρίδιο) ήταν υψηλής τοξικότητας. Η εκτεταμένη δημοσιότητα κατά τη δεκαετία του '20 μερικών περιπτώσεων σοβαρών διαρροών, που προκάλεσαν αρρώστιες και θανάτους, ξεσήκωσε τη λαϊκή κατακραυγή για την απαγόρευση ή τον περιορισμό της χρήσης αυτών των ψυκτικών, δημιουργώντας την ανάγκη για την ανάπτυξη ασφαλούς ψυκτικού για οικιακή χρήση.

Στην παράκληση της εταιρίας Frigidaire Corporation, τα ερευνητικά εργαστήρια της General Motors ανέπτυξαν το 1928 μέσα σε τρεις μέρες το R-21, το πρώτο μέλος της οικογένειας των ψυκτικών των χλωροφθορανθράκων. Από τους διάφορους χλωροφθοράνθρακες που αναπτύχθηκαν, η ερευνητική ομάδα κατέληξε ότι το R-12 ήταν το καταλληλότερο ψυκτικό για εμπορική χρήση και έδωσε στην οικογένεια αυτή των χλωροφθορανθράκων την εμπορική ονομασία "Freon". Η εμπορική παραγωγή των R-11 και R-12 άρχισε το 1931 από μία εταιρία που δημιουργήθηκε από κοινού από τις General Motors και E.I. du Pont de Nemours and Co., Inc. Η πολυμορφία και το χαμηλό κόστος των χλωροφθορανθράκων τα μετέτρεψαν σε ψυκτικά βασικής επιλογής. Οι χλωροφθοράνθρακες χρησιμοποιήθηκαν επίσης και σε εντομοκτόνα, αφρώδη μονωτικά, στη βιομηχανία ηλεκτρονικών ως διαλύματα για τον καθαρισμό των μικροκυκλωμάτων (chips) των υπολογιστών.

Το R-11 αρχικά βρήκε εφαρμογή κυρίως σε ψύκτες νερού μεγάλης χωρητικότητας για την εξυπηρέτηση κλιματιστικών συστημάτων κτιρίων. Το R-12 χρησιμοποιείται σε οικιακούς ψύκτες και καταψύκτες καθώς και στον κλιματισμό αυτοκινήτων. Το R-22 χρησιμοποιείται σε κλιματιστικά αέρος, σε αντλίες θερμότητας, σε κλιματιστικά εμπορικών κτιρίων και σε μεγάλα βιομηχανικά ψυκτικά συστήματα, με αποτέλεσμα να συναγωνίζεται σε μεγάλο βαθμό την αμμωνία. Το R-502 (μίγμα από R-115 και R-22) είναι το κυρίαρχο ψυκτικό που χρησιμοποιείται σε εμπορικά συστήματα ψύξης, όπως αυτά των υπεραγορών, επειδή επιτρέπει τη λειτουργία των εξατμιστήρων σε χαμηλές θερμοκρασίες, λειτουργώντας σε συμπίεση ενός βήματος.

Η κρίση του όζοντος προκάλεσε μεγάλη αναταραχή στη βιομηχανία ψυγείων και κλιματιστικών και ώθησε σε πιο λεπτομερή επανεξέταση των ψυκτικών που χρησιμοποιούνταν. Στα μέσα της δεκαετίας του '70 έγινε αντιληπτό ότι οι χλωροφθοράνθρακες επιτρέπουν τη διέλευση μεγαλύτερου ποσοστού υπεριώδους ακτινοβολίας στην ατμόσφαιρα της γης, ενώ δεν επιτρέπουν την υπέρυθρη ακτινοβολία να διαφύγει από τη γη, συνεισφέροντας στο φαινόμενο του θερμοκηπίου που προκαλεί την αύξηση της θερμοκρασίας του πλανήτη. Το αποτέλεσμα ήταν να αρχίσει η απαγόρευση ορισμένων τύπων χλωροφθορανθράκων και η απομάκρυνσή τους από το εμπόριο σε αρκετές χώρες. Η μεγαλύτερη ζημιά στο στρώμα του όζοντος προκαλείται από τους πλήρως αλογονομένους χλωροφθοράνθρακες (R-11, R-12 και

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

R-115). Τα ψυκτικά που δεν είναι τελείως αλογονομένα, όπως το R-22, έχουν περίπου το 5% της ικανότητας καταστροφής του όζοντος σε σύγκριση με το R-12. Στο στάδιο της ανάπτυξης βρίσκονται χλωροφθοράνθρακες φιλικοί με το όζον, που προστατεύει τη γη από επιβλαβείς υπεριώδεις ακτινοβολίες. Οι χλωροφθοράνθρακες αυτοί δε θα συνεισφέρουν στο φαινόμενο του θερμοκηπίου. Το R-134a που αναπτύχθηκε πρόσφατα και δεν περιέχει χλώριο, αναμένεται να αντικαταστήσει το παλαιότερό του R-12.

Δύο σημαντικές παράμετροι που πρέπει να λαμβάνονται υπόψη στην επιλογή του ψυκτικού είναι οι θερμοκρασίες των δύο μέσων (του περιβάλλοντος και του χώρου που ψύχεται) με τα οποία το ψυκτικό ανταλλάσσει θερμότητα. Για να υπάρχει μεταφορά θερμότητας με σημαντικό ρυθμό, πρέπει να διατηρείται θερμοκρασιακή διαφορά της τάξης των 5-10^{0}C μεταξύ του ψυκτικού και του μέσου με το οποίο γίνεται η εναλλαγή θερμότητας. Για παράδειγμα, αν ο ψυχόμενος χώρος πρέπει να διατηρείται στους -10^{0}C, η θερμοκρασία του ψυκτικού πρέπει να είναι περίπου -20^{0}C, καθώς απορροφά θερμότητα στον εξατμιστήρα. Σε έναν κύκλο ψύξης, η χαμηλότερη πίεση αναπτύσσεται στον εξατμιστήρα. Η πίεση αυτή θα πρέπει να είναι μεγαλύτερη της ατμοσφαιρικής, ώστε να αποφευχθεί εισροή αέρα στο ψυκτικό σύστημα. Συνεπώς, το ψυκτικό πρέπει να έχει πίεση κορεσμού ίση ή μεγαλύτερη της 1 atm στους -20^{0}C. Η αμμωνία και το R-134a είναι δύο τέτοιες ουσίες.

Η θερμοκρασία και κατά συνέπεια και η πίεση του ψυκτικού στην πλευρά του συμπυκνωτή, εξαρτώνται από το μέσο στο οποίο γίνεται η απόρριψη της θερμότητας. Αν το ψυκτικό ψύχεται από υγρό νερό και όχι από αέρα, τότε στο συμπυκνωτή μπορούν να διατηρηθούν χαμηλότερες θερμοκρασίες, δηλαδή υψηλότεροι συντελεστές COP. Η χρήση του νερού δε δικαιολογείται οικονομικά, αλλά βρίσκει εφαρμογή σε μεγάλα βιομηχανικά ψυκτικά συστήματα. Η θερμοκρασία του ψυκτικού στο συμπυκνωτή δε μπορεί να πέσει κάτω από τη θερμοκρασία του νερού ή του αέρα που το ψύχει (περίπου 20^{0}C για οικιακά ψυγεία). Η πίεση κορεσμού του ψυκτικού σε αυτή τη θερμοκρασία πρέπει να είναι αρκετά χαμηλότερη της κρίσιμης πίεσής του, αν επιδιώκεται η διεργασία απόρριψης θερμότητας να προσεγγίσει την ισόθερμη. Αν κανένα απλό ψυκτικό δε μπορεί να ικανοποιήσει τις θερμοκρασιακές απαιτήσεις, τότε είναι δυνατό να χρησιμοποιηθούν δύο ή πιο πολλοί ψυκτικοί κύκλοι με διαφορετικά ψυκτικά μέσα σε σειρά. Ένα τέτοιο ψυκτικό σύστημα ονομάζεται σύστημα σταδιακής ψύξης.

Μερικά ακόμη επιθυμητά χαρακτηριστικά ενός ψυκτικού μέσου είναι τα ακόλουθα:

- Να μην είναι τοξικό.
- Να είναι αντιδιαβρωτικό.
- Να μην είναι εύφλεκτο.
- Να είναι χημικά σταθερό.
- Να έχει υψηλή ενθαλπία εξάτμισης, ώστε να ελαχιστοποιείται η παροχή μάζας.
- Να έχει χαμηλό κόστος.

Στην περίπτωση των αντλιών θερμότητας, η ελάχιστη θερμοκρασία (και η πίεση) για το ψυκτικό μέσο μπορεί να είναι σημαντικά υψηλότερη, εφόσον η θερμότητα αφαιρείται από μέσα που βρίσκονται σε θερμοκρασίες αρκετά υψηλότερες από εκείνες των συστημάτων ψύξης.

1.6. ΚΛΙΜΑΤΙΣΜΟΣ ΚΑΙ ΑΝΘΡΩΠΙΝΗ ΑΝΕΣΗ (ΕΥΕΞΙΑ)

Οι άνθρωποι παρουσιάζουν την έμφυτη τάση να απαιτούν άνετες συνθήκες διαβίωσης. Θέλουν να ζουν σε περιβάλλοντα που δεν είναι ούτε πολύ ζεστά ούτε πολύ κρύα, ούτε πολύ ξηρά ούτε πολύ υγρά. Η άνεση αυτή δεν επιτυγχάνεται εύκολα,

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

επειδή οι επιθυμίες του ανθρώπινου σώματος συνήθως είναι διαφορετικές από τις κλιματολογικές συνθήκες. Η επίτευξη άνετων συνθηκών διαβίωσης απαιτεί μία σταθερή εναντίωση στους παράγοντες που την περιορίζουν, όπως τις υψηλές ή χαμηλές θερμοκρασίες και την υψηλή ή χαμηλή υγρασία. Η προσπάθεια για τη βελτίωση των συνθηκών διαβίωσης είναι καθήκον του μηχανικού.

Οι άνθρωποι από νωρίς συνειδητοποίησαν ότι η αλλαγή των κλιματολογικών συνθηκών σε έναν τόπο είναι αδύνατη. Το καλύτερο που μπορούσαν να πετύχουν ήταν να μεταβάλλουν το κλίμα μέσα σε ένα κλειστό χώρο, όπως ένα σπίτι ή ένα εργοστάσιο. Στο παρελθόν αυτό επιτυγχανόταν μερικώς με χρήση φωτιάς και απλών συστημάτων εσωτερικής θέρμανσης. Στις μέρες μας, τα σύγχρονα κλιματιστικά συστήματα έχουν τη δυνατότητα να θερμάνουν, να ψύξουν, να υγράνουν, να αφυγράνουν, να καθαρίζουν, ακόμη και να ευωδιάζουν τον αέρα. Ικανοποιούν, δηλαδή, κάθε ανθρώπινη επιθυμία. Επειδή τα κλιματιστικά συστήματα σχεδιάζονται για την ικανοποίηση των αναγκών του ανθρώπινου σώματος, είναι απαραίτητη η κατανόηση των θερμοδυναμικών τους χαρακτηριστικών.

Το ανθρώπινο σώμα μπορεί να θεωρηθεί σα μια θερμική μηχανή, που έχει ως ενέργεια εισόδου την τροφή. Όπως και στις υπόλοιπες θερμικές μηχανές, το ανθρώπινο σώμα παράγει περίσσεια θερμότητα, που πρέπει να απορριφθεί στο περιβάλλον, ώστε να συνεχίσει να λειτουργεί. Ο ρυθμός παραγωγής θερμότητας εξαρτάται από το βαθμό των δραστηριοτήτων του ατόμου. Για ένα μέσο ενήλικα άνδρα, ο ρυθμός αυτός είναι περίπου ίσος με 87 W όταν κοιμάται, με 115 W όταν ξεκουράζεται ή εκτελεί καθιστική εργασία, με 230 W όταν παίζει bowling και με περίπου 440 W όταν εκτελεί βαριά σωματική εργασία. Οι αντίστοιχοι ρυθμοί για μια ενήλικη γυναίκα είναι κατά περίπου 15% χαμηλότεροι. Η διαφορά οφείλεται στο μέγεθος (μάζα) του σώματος και όχι στη θερμοκρασία του. Η εσωτερική θερμοκρασία ενός υγιούς ατόμου διατηρείται σταθερή περίπου στους 37^0C. Το σώμα νιώθει άνετα στο περιβάλλον εκείνο, όπου μπορεί να απορρίπτει άνετα αυτή τη χαμένη θερμότητα.

Η μεταφορά θερμότητας είναι ανάλογη της διαφοράς θερμοκρασίας. Συνεπώς, σε ένα ψυχρό περιβάλλον το σώμα χάνει περισσότερη θερμότητα από αυτή που παράγει φυσιολογικά, με αποτέλεσμα να νιώθει δυσάρεστα. Το σώμα επιδιώκει να ελαχιστοποιήσει την έλλειψη της ενέργειας μειώνοντας την κυκλοφορία του αίματος κοντά στην επιδερμίδα (που προκαλεί την ωχρή της όψη). Αυτό μειώνει τη θερμοκρασία του δέρματος, που για ένα μέσο άτομο είναι περίπου 34^0C και συνεπώς μειώνει και το ρυθμό μεταφοράς θερμότητας. Η χαμηλή θερμοκρασία του δέρματος προκαλεί δυσαρέσκεια. Τα χέρια πονάνε από το κρύο όταν η θερμοκρασία του δέρματος πέσει κοντά στους 10^0C. Οι απώλειες θερμότητας από το σώμα μπορούν να μειωθούν είτε τοποθετώντας εμπόδια στη ροή της θερμότητας (κουβέρτες και χοντρά ρούχα) είτε αυξάνοντας με εξάσκηση το ρυθμό παραγωγής θερμότητας του σώματος. Για παράδειγμα, το επίπεδο άνεσης ενός ατόμου που ξεκουράζεται ντυμένο με ζεστή χειμερινή ενδυμασία σε δωμάτιο θερμοκρασίας 10^0C είναι περίπου το ίδιο με το επίπεδο άνεσης ενός πανομοιότυπου ατόμου, που εκτελεί μέση εργασία σε δωμάτιο θερμοκρασίας περίπου -23^0C. Συχνά, οι άνθρωποι τοποθετούν τα χέρια τους ανάμεσα στα πόδια τους, με σκοπό τη μείωση της επιφάνειας εναλλαγής θερμότητας του σώματός τους με το περιβάλλον.

Στα θερμά κλίματα, το πρόβλημα αντιστρέφεται και φαίνεται ότι το σώμα δεν εκλύει αρκετή θερμότητα στο περιβάλλον, με αποτέλεσμα το άτομο να έχει την αίσθηση ότι πρόκειται να "σκάσει". Οι άνθρωποι ντύνονται ελαφρότερα για να διευκολύνουν την απόρριψη της περίσσειας θερμότητας του σώματός τους και μειώνουν τις δραστηριότητές τους, με στόχο τη μείωση του ρυθμού παραγωγής

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

θερμότητας. Επίσης, θέτουν σε λετουργία τον ανεμιστήρα με σκοπό τη συνεχή αντικατάσταση του θερμού στρώματος αέρα που δημιουργείται γύρω από το σώμα τους, εξαιτίας της θερμότητας που αυτό παράγει, από τον ψυχρότερο αέρα των άλλων περιοχών του δωματίου. Κατά τη διάρκεια ενός αργού περιπάτου ή κατά την εκτέλεση μιας ελαφριάς εργασίας, περίπου το μισό της θερμότητας που απορρίπτεται από το σώμα εκλύεται διαμέσου της εφίδρωσης με τη μορφή *λανθάνουσας θερμότητας (latent heat)*, ενώ το άλλο μισό εκλύεται με συναγωγή και ακτινοβολία με τη μορφή *αισθητής θερμότητας (sensible heat)*. Κατά την ξεκούραση ή όταν εκτελείται καθιστική εργασία, το μεγαλύτερο μέρος της θερμότητας (περίπου 70%) εκλύεται με τη μορφή συναγωγής και ακτινοβολίας (αισθητή θερμότητα), ενώ όταν πραγματοποιείται βαριά σωματική εργασία, το μεγαλύτερο μέρος της θερμότητας (περίπου 60%) εκλύεται με μορφή λανθάνουσας θερμότητας. Το σώμα υποβοηθά ιδρώνοντας περισσότερο. Καθώς αυτός ο ιδρώτας εξατμίζεται, απορροφά λανθάνουσα θερμότητα από το σώμα ψύχοντάς το. Ωστόσο, η εφίδρωση δε βοηθά αρκετά στην περίπτωση που η σχετική υγρασία του περιβάλλοντος είναι κοντά στο 100%. Η παρατεταμένη εφίδρωση χωρίς τη λήψη ρευστών ροφημάτων προκαλεί αφυδάτωση και μειωμένη εφίδρωση, που μπορεί να οδηγήσει σε αύξηση της θερμοκρασίας του σώματος και θερμοπληξία.

Άλλος ένας σημαντικός παράγοντας που επιδρά στην ανθρώπινη ευεξία είναι η μεταφορά θερμότητας με ακτινοβολία ανάμεσα στο σώμα και στις διάφορες επιφάνειες, όπως τα παράθυρα και οι τοίχοι. Οι ακτίνες του ήλιου ταξιδεύουν διαμέσου του διαστήματος με ακτινοβολία. Ένας άνθρωπος μπροστά στη φωτιά θα ζεσταθεί ακόμη και αν ο αέρας μεταξύ του σώματος και της φωτιάς είναι αρκετά κρύος. Παρομοίως, σε ένα θερμό δωμάτιο θα κρυώνει αν οι επιφάνειες των τοίχων ή της οροφής βρίσκονται σε αρκετά χαμηλότερες θερμοκρασίες. Αυτό οφείλεται στην άμεση μεταφορά θερμότητας με ακτινοβολία μεταξύ του σώματος και των επιφανειών που το περιβάλλουν. Οι θερμάστρες ακτινοβολίας χρησιμοποιούνται συχνά σε χώρους που είναι δύσκολο να θερμανθούν, όπως είναι τα συνεργεία αυτοκινήτων.

Η άνεση του ανθρώπινου σώματος εξαρτάται κυρίως από τρεις παραράγοντες:

1. Τη θερμοκρασία ξηρού βολβού.
2. Τη σχετική υγρασία.
3. Την κίνηση του αέρα.

Η θερμοκρασία του περιβάλλοντος αποτελεί τον πιο απλό και σημαντικό δείκτη της άνεσης. Οι περισσότεροι άνθρωποι αισθάνονται άνετα σε θερμοκρασίες περιβάλλοντος μεταξύ 22 και 27^0C. Η σχετική υγρασία έχει επίσης σημαντική επίδραση στην άνεση, αφού επηρεάζει το ποσό της θερμότητας που μπορεί να απορρίψει το σώμα με τη βοήθεια της εξάτμισης. Η σχετική υγρασία είναι ένα μέτρο της ικανότητας του αέρα να απορροφήσει επιπλέον υγρασία. Η υψηλή σχετική υγρασία επιβραδύνει την απόρριψη θερμότητας με εξάτμιση, ενώ η χαμηλή σχετική υγρασία την επιταχύνει. Οι περισσότεροι άνθρωποι προτιμούν σχετική υγρασία μεταξύ του 40% και του 60%.

Η κίνηση του αέρα παίζει επίσης σημαντικό ρόλο στην ανθρώπινη άνεση. Αφαιρεί το θερμό και τον υγρό αέρα που συσσωρεύεται γύρω από το σώμα και τον αντικαθιστά με φρέσκο. Συνεπώς, η κίνηση του αέρα βελτιώνει την απόρριψη της θερμότητας τόσο με συναγωγή όσο και με εξάτμιση. Η κίνηση του αέρα πρέπει να είναι τόσο ισχυρή, ώστε να αφαιρεί τη θερμότητα και την υγρασία από την περιοχή του σώματος, αλλά και αρκετά ήπια, ώστε να παραμένει απαρατήρητη. Οι περισσότεροι άνθρωποι αισθάνονται άνετα σε ταχύτητες αέρα γύρω στα 15 m/min.Οι πολύ υψηλές ταχύτητες έχουν αρνητικές επιπτώσεις και προκαλούν δυσαρέσκεια. Για

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

παράδειγμα, ένα περιβάλλον θερμοκρασίας 10^0C με ανέμους ταχύτητας 48 Km/h, μοιάζει το ίδιο κρύο με ένα περιβάλλον θερμοκρασίας -7^0C και με ανέμους ταχύτητας 3 Km/h εξαιτίας της επίδρασης της κίνησης του αέρα στην ψύξη του σώματος. Άλλοι παράγοντες που επηρεάζουν τις συνθήκες άνεσης του ανθρώπου είναι η καθαρότητα του αέρα, οι οσμές, οι ήχοι και η ακτινοβολία.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

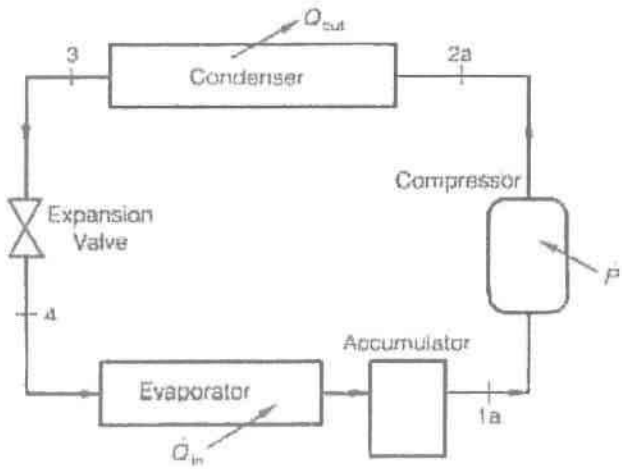
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2

ΕΞΑΤΜΙΣΤΗΡΕΣ ΚΑΙ ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΕΣ ΓΙΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΨΥΞΗΣ ΚΑΙ ΚΛΙΜΑΤΙΣΜΟΥ[1]

2.1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

2.1.1. ΥΠΟΒΑΘΡΟ

Κάθε σύστημα ψύξης και κλιματισμού που βασίζεται σε κύκλο συμπίεσης ατμού περιλαμβάνει έναν εξατμιστήρα και ένα συμπυκνωτή. Ακολουθεί ένα σχηματικό διάγραμμα τυπικού κύκλου συμπίεσης ατμού, που δείχνει αυτούς τους εναλλάκτες θερμότητας σε σχέση με άλλα κύρια εξαρτήματα, όπως η συσκευή εκτόνωσης (βαλβίδα εκτόνωσης) και ο συμπιεστής.



Σχήμα 2-1: Τυπικό σύστημα ψύξης.

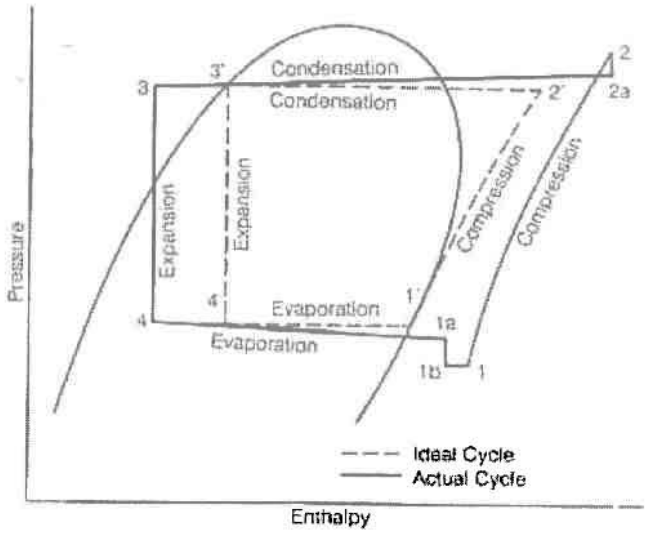
Οι θερμοδυναμικές διεργασίες και καταστάσεις για το ρευστό μέσο (π.χ. ψυκτικό) κατά τη διάρκεια ενός κύκλου συμπίεσης ατμών απεικονίζονται στο διάγραμμα πίεσης – ενθαλπίας (p-h), που ακολουθεί.

Στο διάγραμμα αυτό απεικονίζονται και ο ιδανικός κύκλος και ο πραγματικός κύκλος. Ο πραγματικός κύκλος περιλαμβάνει μη ιδανικές διεργασίες, όπως πτώσεις πίεσης στον εξατμιστήρα και το συμπυκνωτή. Επίσης, σημειώνονται και για τους δύο κύκλους οι θερμοδυναμικές καταστάσεις στις εισόδους και τις εξόδους των εναλλακτών θερμότητας. Για παράδειγμα, στον εξατμιστήρα εισέρχεται κορεσμένο μίγμα (σημείο 4 και 4΄), ενώ εξέρχεται είτε κορεσμένος ατμός (σημείο 1΄) είτε υπέρθερμος ατμός (σημείο 1α). Από την άλλη πλευρά, στο συμπυκνωτή εισέρχεται υπέρθερμος ατμός (σημείο 2΄ και 2α), ενώ εξέρχεται είτε κορεσμένο υγρό (σημείο 3΄) είτε υπόψυκτο υγρό (σημείο 3). Άλλη μία σημαντική παρατήρηση που μπορεί να γίνει, παρατηρώντας το διάγραμμα, είναι ότι ο συμπυκνωτής λειτουργεί σε υψηλές πιέσεις και θερμοκρασίες, ενώ ο εξατμιστήρας λειτουργεί σε χαμηλές πιέσεις και θερμοκρασίες. Οι επιπρόσθετες πτώσεις πίεσης που λαμβάνουν χώρα στην είσοδο

[1]Kakac, Boilers, Evaporators and Condensers, pp 635-687, Wiley, 1991. Συγγραφέας κεφαλαίου: M. B. Pate (Dep. of Mechanical Engineering, Iowa State University, Ames, Iowa 50011).

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

(σημεία 1α-1β-1) και την έξοδο (2-2α) του συμπιεστή είναι αποτέλεσμα της λειτουργίας των βαλβίδων κατάθλιψης και αναρρόφησης του συμπιεστή.



Σχήμα 2-2: Διάγραμμα πίεσης – ενθαλπίας (p-h) για κύκλο συμπίεσης ατμών.

Εξάλλου, στο διάγραμμα φαίνεται ότι υπάρχει πτώση πίεσης του ψυκτικού, καθώς αυτό ρέει διαμέσου του εξατμιστήρα και του συμπυκνωτή. Αυτή η πτώση πίεσης στον εξατμιστήρα είναι ανεπιθύμητη για τη λειτουργία του συστήματος ψύξης, επειδή όσο μειώνεται η πίεση εξόδου από τον εξατμιστήρα, τόσο περισσότερο αυξάνεται το απαιτούμενο έργο εισόδου από το συμπιεστή. Για το λόγο αυτό, ο συντελεστής απόδοσης COP του συστήματος μειώνεται. Για το συμπυκνωτή, η πτώση πίεσης έχει επίσης ανεπιθύμητο αποτέλεσμα, που μπορεί καλύτερα να κατανοηθεί με όρους θερμοκρασίας κορεσμού. Επειδή η κατάσταση του ψυκτικού στο μεγαλύτερο μέρος του συμπυκνωτή είναι κατάσταση κορεσμού, η πίεση και η θερμοκρασία είναι εξαρτημένα μεγέθη, που σημαίνει ότι η θερμοκρασία του ψυκτικού επίσης μειώνεται. Ως αποτέλεσμα, η θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα στο ψυκτικό και το ψύχον ρευστό (αέρας ή νερό ή κάποιο άλλο) μειώνεται, με συνέπεια να μειώνεται η μετάδοση θερμότητας στο συμπυκνωτή. Η επιθυμία να ελαχιστοποιηθεί η πτώση πίεσης στο συμπυκνωτή και τον εξατμιστήρα (για τους παραπάνω λόγους) έχει μεγάλη σημασία για ένα σχεδιαστή που μελετά την εγκατάσταση αυξημένων σωληνώσεων στον ψύκτη.

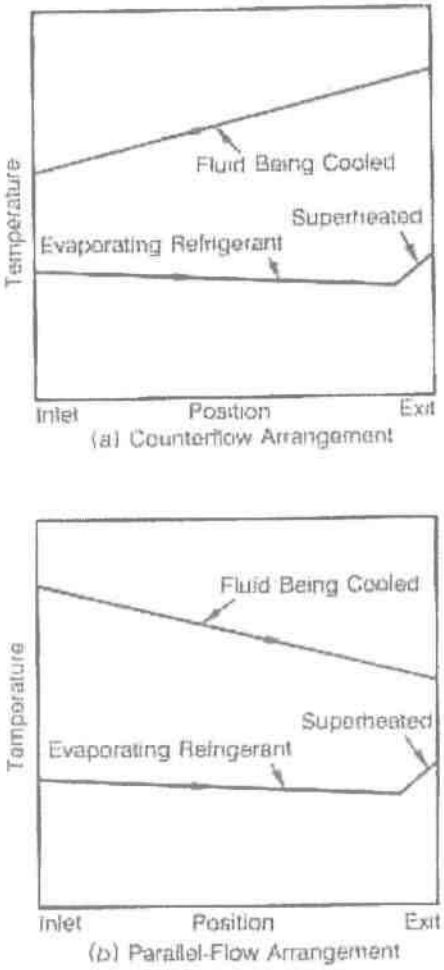
2.1.2. ΤΥΠΙΚΗ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑ ΕΞΑΤΜΙΣΤΗΡΑ

Το ψυκτικό που ρέει μέσα στον εξατμιστήρα απορροφά ενέργεια (θερμότητα) καθώς ψύχει ένα ρευστό (συνήθως νερό ή αέρα). Αυτό το φαινόμενο αποτελεί το λόγο ύπαρξης του συστήματος ψύξης στις πιο πολλές εφαρμογές. Λεπτομέρειες για τη συμπεριφορά του εξατμιστήρα μπορούν να ληφθούν αναλύοντας δείγματα θερμοκρασιακών προφίλ, ως συνάρτηση της θέσης μέσα στον εξατμιστήρα, τόσο για συνθήκες αντιρροής όσο και για συνθήκες ομορροής. Δύο τέτοια διαγράμματα απεικονίζονται στο επόμενο σχήμα.

Οι συντεταγμένες στα διαγράμματα αυτά δεν είναι ακριβείς, ειδικά η συντεταγμένη απόστασης από είσοδο και έξοδο, επειδή εξαρτώνται από τον τύπο του εναλλάκτη θερμότητας και τη διάταξη του κυκλώματος σωληνώσεων. Αναφέρθηκε και προηγουμένως η εξάρτηση πίεσης και θερμοκρασίας στη διφασική περιοχή (μέσα

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

στην καμπύλη κορεσμού) και στην περιοχή κορεσμού. Το ψυκτικό που εισέρχεται στον εξατμιστήρα βρίσκεται σε κατάσταση κορεσμού, συνήθως με ποιότητα γύρω στο 10%. Η υγρή φάση του ψυκτικού αρχίζει να εξατμίζεται, καθώς ρέει μέσα στον εξατμιστήρα, αυξάνοντας έτσι την ποιότητα του μίγματος. Σε μερικούς τύπους εξατμιστήρων (π.χ. εξατμιστήρες πλημμύρισης), το ψυκτικό εξέρχεται ως κορεσμένος ατμός με ποιότητα 100%. Σε άλλους τύπους (π.χ. εξατμιστήρες άμεσης εκτόνωσης), το ψυκτικό υπερθερμαίνεται πριν εξέλθει. Η υπερθέρμανση σχηματικά διακρίνεται ως απότομη αύξηση της θερμοκρασίας κοντά στην έξοδο. Η υπερθέρμανση του ατμού αποτρέπει την εισροή υγρού ψυκτικού στο συμπιεστή, εξασφαλίζοντας την ασφαλή του λειτουργία, καθώς και το μέγιστο ψυκτικό αποτέλεσμα.



Σχήμα 2-3: Τυπικά θερμοκρασιακά προφίλ εξατμιστήρα.

Και οι δύο διατάξεις ροής, αντιρροή και ομορροή, χρησιμοποιούνται στο σχεδιασμό εξατμιστήρων. Τα πλεονεκτήματα της αντιρροής, τα σχετικά με την απόδοση του εναλλάκτη θερμότητας, αναλύονται σε πολυάριθμα κείμενα. Ωστόσο, το γεγονός ότι η θερμοκρασία του ψυκτικού πέφτει, παρόλο που του προσδίδεται θερμότητα, σημαίνει ότι η ομορροή έχει ορισμένα πλεονεκτήματα. Στην πραγματικότητα, η επίτευξη μίας σχετικά σταθερής θερμοκρασιακής διαφοράς ανάμεσα στα δύο ρευστά μπορεί, σε μερικές περιπτώσεις, να πραγματοποιηθεί πιο εύκολα με ομορροή παρά με αντιρροή. Τα προφίλ του διαγράμματος είναι μόνο απλά παραδείγματα. Για το λόγο αυτό, ο σχεδιαστής πρέπει είτε να εκτελέσει λεπτομερείς υπολογισμούς είτε να προσαρμοστεί στη βιομηχανική πρακτική, όταν επιλέγει διάταξη ροής.

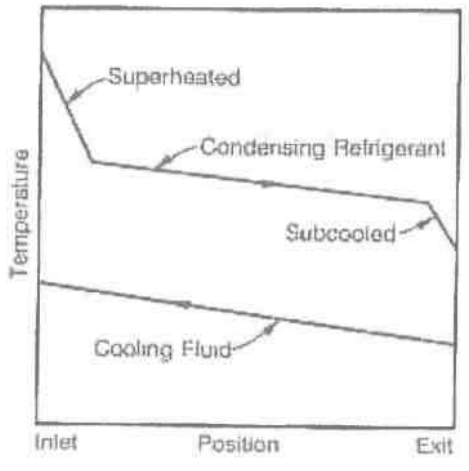
2.1.3. ΤΥΠΙΚΗ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑ ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΗ

Ο συμπυκνωτής χρησιμοποιείται για να απορρίπτει το έργο του συμπιεστή και τη θερμότητα που απορροφήθηκε από τον εξατμιστή. Για να απορριφθεί αυτή η θερμότητα, η θερμοκρασία του ψυκτικού στο συμπυκνωτή πρέπει να είναι μεγαλύτερη από τη θερμοκρασία του ρευστού που θα δεχθεί τη θερμότητα αυτή. Το ρευστό αυτό είναι συνήθως νερό ή αέρας. Όπως και στον εξατμιστήρα, παρόμοια θερμοκρασιακά προφίλ μπορούν να χρησιμοποιηθούν για να απεικονίσουν τη συμπεριφορά ενός τυπικού συμπυκνωτή.

Όπως φαίνεται στο σχήμα, το ψυκτικό εισέρχεται στο συμπυκνωτή σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού και σε πολλές περιπτώσεις, στις ίδιες περίπου συνθήκες με τις οποίες εξέρχεται από το συμπιεστή. Αυτό εξαρτάται από τη

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

μεταφορά θερμότητας και την πτώση πίεσης, που λαμβάνουν χώρα στις σωληνώσεις που συνδέουν τις δύο συσκευές. Σε μικρή απόσταση από την είσοδο του συμπυκνωτή, το ψυκτικό ψύχεται μέχρι το σημείο κορεσμού. Τότε αρχίζει η συμπύκνωση, που λαμβάνει χώρα στο μεγαλύτερο μέρος του συμπυκνωτή, καθώς το ψυκτικό από ποιότητα 100% μεταπίπτει σε ποιότητα 0%. Η μείωση της θερμοκρασίας σε αυτή τη διφασική περιοχή είναι το αποτέλεσμα της πτώσης πίεσης του ψυκτικού. Πέρα από το σημείο όπου όλος ο ατμός έχει συμπυκνωθεί, το ψυκτικό υποψύχεται μέχρι την έξοδό του από το συμπυκνωτή και την είσοδό του στη βαλβίδα εκτόνωσης. Καθώς το άλλο ρευστό (π.χ. αέρας) απορροφά θερμότητα, η θερμοκρασία του αυξάνεται, όπως φαίνεται και από το σχήμα. Το ρευστό αυτό είναι μονοφασικό, εκτός από ορισμένες περιπτώσεις, όπως στα συστήματα σταδιακής ψύξης.



Σχήμα 2-4: Τυπικά θερμοκρασιακά προφίλ συμπυκνωτή.

Οι πιο πολλοί συμπυκνωτές για εφαρμογές ψύξης και κλιματισμού κατασκευάζονται για λειτουργία σε αντιρροή, όπως στο σχήμα. Ο λόγος είναι ότι οι εναλλάκτες θερμότητας που λειτουργούν σε αντιρροή έχουν μεγαλύτερη απόδοση συγκρινόμενοι με εναλλάκτες ομορροής.

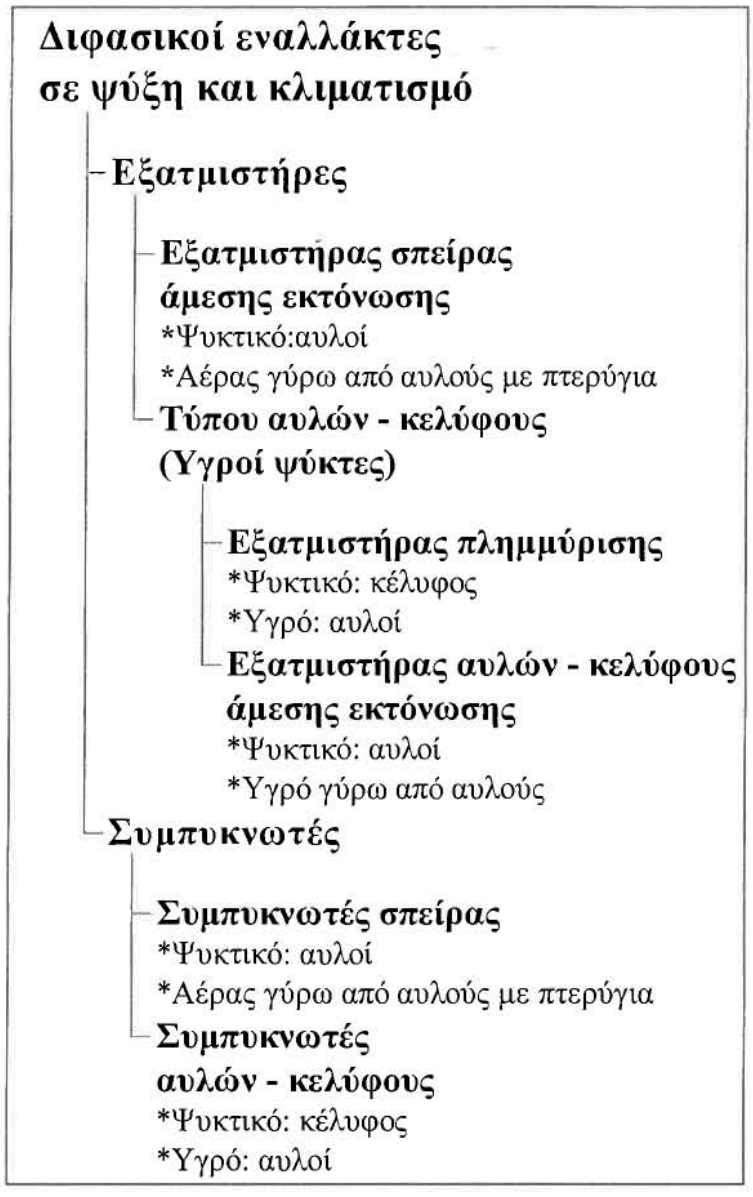
2.1.4. ΤΥΠΟΙ ΕΝΑΛΛΑΚΤΩΝ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΣΕ ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ ΨΥΞΗΣ ΚΑΙ ΚΛΙΜΑΤΙΣΜΟΥ

Οι διφασικοί εναλλάκτες θερμότητας που χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές ψύξης και κλιματισμού μπορούν να κατηγοριοποιηθούν ανάλογα με το αν αποτελούνται από σπείρες ή από αυλούς και κέλυφος. Οι εξατμιστήρες και οι συμπυκνωτές με σπείρες χρησιμοποιούνται όταν το δεύτερο ρευστό είναι ο αέρας, επειδή από την πλευρά του αέρα απαιτείται πολύ μεγαλύτερη επιφάνεια. Οι εξατμιστήρες και συμπυκνωτές τύπου αυλών και κελύφους χρησιμοποιούνται όταν το δεύτερο ρευστό είναι υγρό, όπως το καθαρό νερό ή το θαλασσινό νερό. Οι πέντε κυριότεροι τύποι εναλλακτών θερμότητας, που χρησιμοποιούνται στις βιομηχανίες ψύξης και κλιματισμού απεικονίζονται στο επόμενο σχήμα.

Μερικά γενικά χαρακτηριστικά, όπως αν το ψυκτικό ή το δεύτερο ρευστό ρέουν μέσα ή έξω από τους αυλούς, επίσης αναφέρονται στο σχήμα αυτό. Σε δύο τύπους εναλλακτών αυλών και κελύφους που αναφέρονται στο σχήμα (εξατμιστήρες πλημμύρισης –flooded evaporators- και συμπυκνωτές αυλών και κελύφους –shell and tube condensers-), το ψυκτικό ρέει στην πλευρά του κελύφους, ενώ το δεύτερο ρευστό ρέει στο εσωτερικό των αυλών. Στους 3 εναπομείναντες τύπους εναλλακτών (εξατμιστήρες και συμπυκνωτές με σπείρα –coil- και εξατμιστήρες άμεσης εκτόνωσης – direct expansion evaporators, DX-), το ψυκτικό ρέει μέσα στους αυλούς. Σημειώνεται ότι εναλλάκτης αυλών και κελύφους, με συμπύκνωση μέσα στους

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

αυλούς (σε αναλογία με εξατμιστήρα άμεσης εκτόνωσης) δεν αναφέρεται στο σχήμα. Ο λόγος είναι ότι αυτός ο τύπος συμπυκνωτή δε χρησιμοποιείται τόσο συχνά, όσο οι υπόλοιποι στη λίστα.



Σχήμα 2-5: Συνήθεις τύποι εναλλακτών θερμότητας σε ψύξη και κλιματισμό.

Υπάρχουν αρκετοί ακόμη τύποι εναλλακτών που χρησιμοποιούνται στην ψύξη και τον κλιματισμό. Ωστόσο, η χρήση τους στη βιομηχανία είναι περιορισμένη σε σύγκριση με τη συνολική χρήση των εναλλακτών της λίστας. Οι τύποι εναλλακτών θερμότητας που δεν αναφέρθηκαν στο σχήμα, είναι εναλλάκτες πλακών με πτερύγια (plate-fin heat exchangers) που χρησιμοποιούνται σε κλιματιστικά οχημάτων και εναλλάκτες διπλού σωλήνα (double-pipe heat exchangers).

Οι εξατμιστήρες πλημμύρισης και άμεσης εκτόνωσης εκτελούν παρόμοιες λειτουργίες. Ωστόσο, διαφέρουν στο ότι ο τύπος πλημμύρισης βασίζεται σε εξάτμιση μέσα στους αυλούς. Τα πλεονεκτήματα ενός εξατμιστήρα άμεσης εκτόνωσης, έναντι ενός εξατμιστήρα πλημμύρισης, είναι ότι οι αυλοί καθαρίζονται πιο εύκολα και ότι το ψυκτικό πάει στο συμπιεστή σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού. Το πλεονέκτημα ενός εξατμιστήρα πλημμύρισης είναι ότι ελαχιστοποιούνται τα προβλήματα κατανομής της ροής και από την πλευρά του ψυκτικού και από την πλευρά του υγρού.

Σχεδόν όλοι οι αυλοί που χρησιμοποιούνται στην ψύξη και τον κλιματισμό είναι διατομής κυκλικής και κατασκευάζονται από χαλκό ή αλουμίνιο. Ως εξαίρεση, σε εφαρμογές για αυτοκίνητα οι αυλοί είναι οβάλ και όταν το ψυκτικό είναι η αμμωνία χρησιμοποιούνται αυλοί από ανοξείδωτο χάλυβα.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

2.2. ΑΝΑΛΥΣΗ ΕΝΑΑΑΑΚΤΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

2.2.1. ΓΕΝΙΚΕΣ ΕΞΙΣΩΣΕΙΣ

Οι εναλλάκτες θερμότητας που χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές ψύξης και κλιματισμού μπορούν να αναλυθούν και να σχεδιαστούν με γενικές τεχνικές, που χρησιμοποιούνται για μονοφασικές ή άλλες διφασικές εφαρμογές, όπως βιομηχανικές εγκαταστάσεις και χημικές διεργασίες. Ειδικότερα, οι εξισώσεις ενέργειας και οι μέθοδοι που χρησιμοποιούνται για την επίλυσή τους, είναι παρόμοιες για αυτές τις διαφορετικές εφαρμογές. Οι κύριες διαφορές ανάμεσα στις διαφορετικές εφαρμογές είναι στους συσχετισμούς που χρησιμοποιούνται και στους τύπους της βελτίωσης της μετάδοσης της θερμότητας που εγκαθίστανται.

Οι συσχετίσεις που χρησιμοποιούνται για την περιγραφή της εξάτμισης και της συμπύκνωσης των ψυκτικών είναι συχνά διαφορετικές από άλλα ρευστά. Η διαφορά έγκειται στο ότι τα ψυκτικά έχουν συγκεκριμένες βάσεις δεδομένων. Εξάλλου, οι μέθοδοι ενίσχυσης της μετάδοσης θερμότητας αντανακλούν σε ορισμένες περιπτώσεις εξειδικευμένες απαιτήσεις για συστήματα ψύξης, όπως μικρή πτώση πίεσης. Επίσης, υπάρχουν κι άλλες διαφορές. Το μεγαλύτερο τμήμα αυτού του κεφαλαίου ασχολείται με την παρουσίαση των μεθόδων ποσοτικού προσδιορισμού των φαινομένων που διαφοροποιούνται στην ψύξη και τον κλιματισμό. Ωστόσο, η ενότητα αυτή είναι περίληψη της γενικότερης ανάλυσης του εναλλάκτη θερμότητας και των τεχνικών σχεδίασης, ταυτόχρονα με συγκεκριμένες υποθέσεις που απαιτούνται για εφαρμογές ψύξης και κλιματισμού.

Δύο πιθανές προσεγγίσεις βρίσκουν εφαρμογή στην ανάλυση εναλλακτών θερμότητας. Η πρώτη προσέγγιση είναι μια χοντρική ανάλυση, στην οποία ο εναλλάκτης αναλύεται ως ένας απλός όγκος ελέγχου, με 2 εισόδους και 2 εξόδους. Η δεύτερη προσέγγιση είναι μια τοπική ανάλυση, με την οποία ο εναλλάκτης θερμότητας διαιρείται σε τμήματα ή πολλαπλούς όγκους ελέγχου, όπου η έξοδος από τον ένα όγκο ελέγχου αποτελεί την είσοδο στο γειτονικό όγκο ελέγχου και ούτω καθεξής. Στην τοπική ανάλυση, ο ρυθμός μετάδοσης θερμότητας λαμβάνεται με ολοκλήρωση των τοπικών τιμών. Η πρώτη προσέγγιση (χοντρική) είναι πιο συνήθης και πιο απλή και συχνά παρέχει λογικά και ακριβή αποτελέσματα. Προσπάθειες για να αναπτυχθούν υπολογιστικά μοντέλα που βασίζονται στη δεύτερη προσέγγιση (τοπική) βρίσκονται σε εξέλιξη. Ωστόσο, το μεγαλύτερο μέρος αυτής της δουλειάς είναι αποκλειστικής εκμετάλλευσης, λόγω της ανταγωνιστικής φύσης των βιομηχανιών ψύξης και κλιματισμού. Μέχρι τώρα, κανένα υπολογιστικό μοντέλο ευρείας χρήσης που βασίζεται στην τοπική προσέγγιση δεν είναι διαθέσιμο στο ευρύ κοινό, ακόμη και για συγκεκριμένο τύπο εναλλάκτη.

Και για τις δύο προσεγγίσεις, η βασική σχεδιαστική εξίσωση είναι η σχέση για τον υπολογισμό του ολικού συντελεστή μετάδοσης θερμότητας. Αυτή η εξίσωση μπορεί να προκύψει, αν μεταχειριστούμε το μονοπάτι που ακολουθεί η μετάδοση θερμότητας ανάμεσα στα 2 ρευστά (π.χ. ψυκτικό και αέρας) ως μία σειρά από θερμικές αντιστάσεις. Οι παρακάτω θερμικές αντιστάσεις[2] βρίσκουν εφαρμογή στους πιο πολλούς εναλλάκτες ψύξης και κλιματισμού:

- Συναγωγή στο εσωτερικό του αυλού.

$$R_i = \frac{1}{n_i A_{pi}}$$

[2]Τα σύμβολα και οι δείκτες που χρησιμοποιούνται, θα επεξηγηθούν σε ειδική παράγραφο ονοματολογίας στο τέλος του κεφαλαίου.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

- Εσωτερικές αποθέσεις.

$$R_2 = \frac{1}{h_{di} A_{pi}}$$

- Τοίχωμα αυλού.

$$R_3 = \frac{t_p}{A_{pm} k_p}$$

- Επαφή μεταξύ πτερυγίου και τοιχώματος αυλού.

$$R_4 = \frac{1}{h_c A_{po}}$$

- Εξωτερικές αποθέσεις.

$$R_5 = \frac{1}{h_{do} A_o}$$

- Πτερύγιο (δες παρακάτω συζήτηση).

R_6

- Συναγωγή στο εξωτερικό του πτερυγίου.

$$R_7 = \frac{1}{h_o A_{po}}$$

Οι δείκτες της επιφάνειας Α παριστάνουν μόνο την εξωτερική επιφάνεια του αυλού στην περίπτωση του «ρο» και τη συνολική επιφάνεια μαζί με τα πτερύγια στην περίπτωση του «ο». Ο τελικός ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας, που προκύπτει από το συνδυασμό των θερμικών αντιστάσεων και βασίζεται στην εξωτερική επιφάνεια, είναι:

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_{pi} h_i} + \frac{A_o t_p}{A_{pm} k_p} + \frac{1-\varphi}{h_o (\frac{A_{po}}{A_f} + \phi)} + \frac{1}{h_o} + \frac{A_o}{A_{pi} h_{di}} + \frac{1}{h_{do}} + \frac{A_o}{h_c A_{po}}} \quad \textbf{2-1}$$

Για καθαρές επιφάνειες αυλών, οι τιμές των h_{di} και h_{do} για τις εσωτερικές και εξωτερικές αποθέσεις αντίστοιχα, προσεγγίζουν το άπειρο, υποδηλώνοντας αμελητέα θερμική αντίσταση. Είναι σημαντικό να σημειωθεί ότι τα ψυκτικά κανονικά δεν περιέχουν μολυντές και για το λόγο αυτό, η θερμική αντίσταση αποθέσεων από την πλευρά του ψυκτικού είναι μηδέν. Επιπρόσθετα, τα τοιχώματα των αυλών αρκετά συχνά κατασκευάζονται από μέταλλα υψηλής θερμικής αγωγιμότητας, όπως ο χαλκός και το αλουμίνιο. Ως αποτέλεσμα, η θερμική αντίσταση R_3, για το τοίχωμα των αυλών είναι αμελητέα. Αυτό δεν ισχύει όταν χρησιμοποιείται ανοξείδωτος χάλυβας, όπως αναφέρθηκε στην προηγούμενη παράγραφο, για ορισμένες εφαρμογές.

Μεγάλο μέρος αυτού του κεφαλαίου έχει στόχο να δείξει στο σχεδιαστή πώς να υπολογίζει διάφορες παραμέτρους στην προηγούμενη εξίσωση. Επειδή οι τύποι των εναλλακτών θερμότητας διαφέρουν, μπορεί να υπάρχουν αρκετοί τρόποι υπολογισμού για κάθε παράμετρο.

Ο διαφορικός ρυθμός μετάδοσης θερμότητας μπορεί να οριστεί για 3 διαφορικούς όγκους ελέγχου, για την πλευρά του ψυκτικού (r), την πλευρά του άλλου ρευστού (f) και την περιοχή της διεπιφάνειας ρευστού και τοιχώματος, ως ακολούθως:

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

$$\delta Q_r = m_r d_{ir} \quad \textbf{2-2}$$

$$\delta Q_f = m_f c_p dT_f \quad \textbf{2-3}$$

$$\delta Q = U_o dA_o \Delta T \quad \textbf{2-4}$$

ΔΤ είναι η τοπική διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ ψυκτικού και ρευστού. Αυτοί οι ρυθμοί μετάδοσης θερμότητας είναι ίσοι για σταθεροποιημένη κατάσταση, όταν η απώλεια θερμότητας από τον εναλλάκτη στο περιβάλλον είναι αμελητέα.

Σημειώνεται ότι η μορφή της εξίσωσης ενέργειας που παρουσιάστηκε πριν, υποθέτει ότι το μη ψυκτικό ρευστό είναι μονοφασικό και αποτελείται από ένα μόνο συστατικό, όπως ο αέρας ή το νερό. Όμως, κατά την ψύξη αέρα σε σπείρες εξατμιστή, συχνά συμπυκνώνονται υδρατμοί και σχηματίζεται υγρό φιλμ ή στρώμα πάγου πάνω στην επιφάνεια από την πλευρά του αέρα. Στην περίπτωση αυτή, η εξίσωση 2-3, τροποποιείται για να περιλάβει και την άλλη φάση και η εξίσωση αυτή γράφεται σε όρους ενθαλπίας και όχι σε όρους θερμοκρασίας.

Η διαφορά ανάμεσα στη χοντρική και την τοπική προσέγγιση έγκειται στον τρόπο με τον οποίο επιλύονται οι παραπάνω εξισώσεις μετάδοσης θερμότητας. Για την πρόχειρη ανάλυση, οι εξισώσεις αυτές λύνονται θεωρώντας τον εναλλάκτη ως έναν απλό όγκο ελέγχου, που χαρακτηρίζεται από μέσες ιδιότητες και παραμέτρους (π.χ. συντελεστές μετάδοσης θερμότητας, θερμοκρασίες, ποιότητα κ.α.) και τα σύνορα του όγκου ελέγχου είναι οι είσοδοι και οι έξοδοι του εναλλάκτη. Για την τοπική ανάλυση, οι εξισώσεις επιλύονται λαμβάνοντας σταδιακά τμήματα του εναλλάκτη από τη μία άκρη ως την άλλη άκρη του. Οι ρυθμοί μετάδοσης θερμότητας που υπολογίζονται για κάθε στάδιο, ολοκληρώνονται για ολόκληρο τον εναλλάκτη, για να ληφθεί η ολική μετάδοση θερμότητας. Στη συνέχεια, περιγράφονται και οι δύο τρόποι προσέγγισης.

2.2.2. ΑΝΑΛΥΣΗ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ ΜΕ ΤΗ ΜΕΘΟΔΟ ΧΟΝΔΡΙΚΗΣ ΠΡΟΣΕΓΓΙΣΗΣ

Η πρόχειρη ή χονδρική προσέγγιση βασίζεται στην παραδοχή ότι για τον εναλλάκτη μπορούν να χρησιμοποιηθούν μέσα χαρακτηριστικά, όπως ιδιότητες και παράμετροι. Ως αποτέλεσμα, οι προηγούμενες εξισώσεις μετάδοσης θερμότητας μπορούν να ολοκληρωθούν για όλο το μήκος του εναλλάκτη, ως εξής:

$$Q_r = \dot{m}_r (i_{rin} - i_{rout}) \quad \textbf{2-5}$$

$$Q_f = \dot{m}_f (T_{fout} - T_{fin}) \quad \textbf{2-6}$$

$$Q = U_o A_o \Delta T_{av} \quad \textbf{2-7}$$

Η μέση θερμοκρασιακή διαφορά μπορεί να οριστεί ως μέση λογαριθμική θερμοκρασιακή διαφορά, με την προϋπόθεση ότι το ψυκτικό είναι διαφασικό κατά μήκος του εναλλάκτη και το άλλο ρευστό είναι μονοφασικό. Η μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας δίνεται από τη σχέση:

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad \textbf{2-8}$$

ΔT_1 και ΔT_2 είναι θερμοκρασιακές διαφορές ανάμεσα στο ψυκτικό και το ρευστό σε γειτονικές θέσεις (από την ίδια πλευρά του εναλλάκτη). Για παράδειγμα, σε εναλλάκτη αντιρροής, η είσοδος του ψυκτικού είναι γειτονική με την έξοδο του ρευστού, ενώ σε εναλλάκτη ομορροής οι είσοδοι των δύο ρευστών είναι γειτονικές μεταξύ τους και οι έξοδοι των δύο ρευστών είναι γειτονικές μεταξύ τους.

Ο παράγοντας που περιπλέκει τα πράγματα σε εναλλάκτες ψύξης και κλιματισμού, είναι ότι το ψυκτικό δεν είναι διφασικό σε όλο το μήκος του εναλλάκτη. Για παράδειγμα, οι εξατμιστήρες (εκτός του τύπου πλημμύρισης) στην έξοδο παρέχουν υπέρθερμο ατμό, ενώ οι συμπυκνωτές δέχονται στην είσοδο υπέρθερμο ατμό. Επιπλέον, οι πιο πολλοί συμπυκνωτές στην έξοδο παρέχουν υπόψυκτο υγρό.

Λόγω της ύπαρξης διφασικής περιοχής και πολλαπλών μονοφασικών περιοχών, παραβιάζεται η παραδοχή σταθερής ειδικής θερμότητας που απαιτείται για την εξαγωγή της μέσης λογαριθμικής διαφοράς θερμοκρασίας. Λεπτομερής επίγνωση των λαθών που προκύπτουν χρησιμοποιώντας τις θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου του ψυκτικού για τον υπολογισμό των τιμών ΔT_1 και ΔT_2 (για χρήση στην τελευταία εξίσωση), προκύπτει με παρατήρηση των θερμοκρασιακών προφίλ του εξατμιστήρα και του συμπυκνωτή, στα σχήματα 2-3 και 2-4. Για παράδειγμα, αν η υπερθέρμανση στην έξοδο του εξατμιστήρα είναι μεγάλη, το ΔT_2 μπορεί να προσεγγίσει το μηδέν. Το γεγονός αυτό μπορεί να μειώσει σημαντικά την ποσότητα ΔT_{LMTD}. Από το σχήμα 2-3, φαίνεται ότι η μέση διαφορά θερμοκρασίας είναι στην πραγματικότητα πολύ μεγαλύτερη, καθώς επηρεάζεται πολύ περισσότερο από τη θερμοκρασιακή διαφορά στη διφασική περιοχή, παρά από την περιοχή υπερθέρμανσης στην έξοδο.

Για την περίπτωση του συμπυκνωτή, όπως φαίνεται στο σχήμα 2-4, η περιοχή υπέρθερμου ατμού στην είσοδο, οδηγεί σε υπερεκτίμηση της μέσης θερμοκρασιακής διαφοράς και, για το λόγο αυτό, υπερεκτιμάται και ο ρυθμός μετάδοσης θερμότητας. Ωστόσο, αυτή η υπερεκτίμηση αντισταθμίζεται κάπως, λόγω της θερμοκρασιακής διαφοράς στην έξοδο, όπου το ψυκτικό βγαίνει υπόψυκτο.

Λόγω των παραγόντων που περιπλέκουν την κατάσταση (και αναφέρθηκαν πιο πριν), η πρόχειρη ανάλυση των εναλλακτών για ψύξη και κλιματισμό μπορεί να γίνει με 2 τρόπους:

1. Η διφασική περιοχή να καθορίζει τα χαρακτηριστικά (και τις θερμοκρασιακές διαφορές) ολόκληρου του εναλλάκτη θερμότητας.
2. Ο εναλλάκτης να διαιρεθεί σε μονοφασικές και διφασικές περιοχές που αναλύονται χωριστά.

Η βάση για την πρώτη εναλλακτική λύση είναι ότι η περιοχή υπέρθερμου ατμού, στην είσοδο του συμπυκνωτή ή την έξοδο του εξατμιστή, συνιστά μικρό ποσοστό (συγκρινόμενη με τη διφασική περιοχή) της ολικής μετάδοσης θερμότητας σε εναλλάκτη ψύξης.

Για την πρώτη προσέγγιση, οι θερμοκρασίες του ψυκτικού που χρησιμοποιούνται στον υπολογισμό της ΔT_{LMTD}, είναι οι θερμοκρασίες κορεσμού του ψυκτικού κοντά στην είσοδο ή την έξοδο. Αυτή η γραμμή – οδηγός επιτρέπει πτώσεις πίεσης που ποικίλουν με τις θερμοκρασίες κορεσμού μέσα στον εναλλάκτη. Αυτές οι θερμοκρασίες κορεσμού μπορούν να υπολογιστούν από συνδυασμό πιέσεων και πτώσεων πιέσεων ή από το μέγεθος της υπέρθερμανσης και της υπόψυξης. Σημειώνεται, ότι η παραδοχή ότι η διφασική περιοχή καθορίζει τα μέσα χαρακτηριστικά, επιδρά στη ΔT_{LMTD} που υπολογίζεται. Για το λόγο αυτό, ο ρυθμός

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

μετάδοσης θερμότητας που υπολογίζεται, είναι μεγαλύτερος από τον πραγματικό για εξατμιστήρες και μικρότερος από τον πραγματικό για συμπυκνωτές. Επιπρόσθετα, οι ολικοί συντελεστές μετάδοσης θερμότητας που υπολογίζονται, μπορεί να είναι ελαφρώς μεγαλύτεροι από τους πραγματικούς. Ωστόσο, επειδή η θερμική αντίσταση από την πλευρά του ψυκτικού είναι μόνο ένα τμήμα του συνολικού συντελεστή μετάδοσης θερμότητας, αυτή η επίδραση είναι δευτερεύουσας σημασίας, σε σύγκριση με την επίδραση στις θερμοκρασιακές διαφορές.

Η δεύτερη προσέγγιση δίνει σημασία στη μετάδοση θερμότητας στις μονοφασικές περιοχές, διαιρώντας τον εναλλάκτη σε μονοφασική περιοχή και διφασική περιοχή. Τη διφασική περιοχή τη χειριζόμαστε όπως στην πρώτη προσέγγιση. Ωστόσο, μόνο η συγκεκριμένη επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας, που αντιστοιχεί στη διφασική περιοχή, χρησιμοποιείται στον υπολογισμό. Η μετάδοση θερμότητας στη μονοφασική περιοχή, είτε πρόκειται για υπέρθερμο ατμό είτε για υπόψυκτο υγρό, υπολογίζεται ως μία ξεχωριστή περιοχή με τη δική της επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας, τη δική της μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας και ολικό συντελεστή μετάδοσης θερμότητας.

Αυτή η προσέγγιση μπορεί να είναι δύσκολο να πραγματοποιηθεί, ανάλογα με τον τύπο του εναλλάκτη (π.χ. σπείρες, αυλών - κελύφους), τη διάταξη της ροής (ομορροή ή αντιρροή) και τη διαμόρφωση των αυλών. Συγκεκριμένα, μπορεί να είναι πρόβλημα η συσχέτιση των θερμοκρασιών του μη ψυκτικού ρευστού με τις διφασικές και μονοφασικές περιοχές ροής του ψυκτικού στον εναλλάκτη. Αυτή η συσχέτιση είναι αναγκαία για τον υπολογισμό της ΔT_{LMTD} για κάθε περιοχή ροής του ψυκτικού. Επίσης, μπορεί να απαιτείται μία επαναληπτική διαδικασία για τον υπολογισμό του εναλλάκτη, ανάλογα με τις συνθήκες που είναι γνωστές στο σχεδιαστή ή τον αναλυτή.

Σημειώνεται, ότι η ΔT_{LMTD} συχνά πολλαπλασιάζεται με ένα διορθωτικό παράγοντα, F, για να ληφθεί υπόψη το γεγονός ότι η ΔT_{LMTD} υπολογίζεται με την παραδοχή συνθηκών αντιρροής. Στην πραγματικότητα, λίγοι εναλλάκτες ψύξης και κλιματισμού λειτουργούν σε απόλυτες συνθήκες αντιρροής. Ωστόσο, ο διορθωτικός συντελεστής είναι 1, για εναλλάκτες διφασικής ροής, όπου η θερμοχωρητικότητα προσεγγίζει το άπειρο. Επιπλοκές μπορεί να παρουσιαστούν, όταν η θερμοκρασία του διφασικού ψυκτικού αλλάζει εξαιτίας πτώσης πίεσης ή όταν μονοφασικές περιοχές αναλύονται ξεχωριστά από τη διφασική περιοχή, όπως περιγράφηκε προηγουμένως.

2.2.3. ΟΛΟΚΛΗΡΩΣΗ ΓΙΑ ΤΟΝ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟ ΤΗΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΜΕ ΤΗ ΜΕΘΟΔΟ ΤΟΠΙΚΗΣ ΠΡΟΣΕΓΓΙΣΗΣ

Όπως αναφέρθηκε νωρίτερα, η τοπική προσέγγιση βασίζεται στη διαίρεση του εναλλάκτη σε στοιχειώδεις όγκους ελέγχου και την επίλυση των διαφορικών εξισώσεων μετάδοσης θερμότητας που διέπουν το φαινόμενο στους όγκους ελέγχου. Ανάλογα με τον τύπο του εξατμιστήρα ή του συμπυκνωτή, αυτοί οι όγκοι ελέγχου μπορεί να είναι ολόκληρες σειρές αυλών, μία προσέγγιση που χρησιμοποιήθηκε στο παρελθόν για εξατμιστήρες πλημμύρισης, ή, μικρά επαυξητικά μήκη αυλών, προσέγγιση που χρησιμοποιήθηκε στο παρελθόν για εναλλάκτες με σπείρες. Τυπικά, η λύση προχωρά σταθερά διαμέσου του εναλλάκτη, αρχίζοντας από ένα στοιχείο με γνωστές θερμοκρασίες και άλλες ιδιότητες των ρευστών. Ωστόσο, η διαμόρφωση του εναλλάκτη είναι συχνά τέτοιας μορφής, ώστε οι συνθήκες (π.χ. θερμοκρασία) για το ένα από τα δύο ρευστά να είναι άγνωστες στο σημείο εκκίνησης των υπολογισμών. Στην περίπτωση αυτή, υποθέτουμε μία κατάσταση για το ρευστό αυτό στον πρώτο στοιχειώδη όγκο ελέγχου. Αν για το ρευστό αυτό γνωρίζουμε τις συνθήκες στο

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

τελευταίο στοιχείο που γίνονται υπολογισμοί, τότε, αφού ολοκληρωθεί η επίλυση, γίνεται σύγκριση των τιμών που είναι γνωστές με τις τιμές που υπολογίστηκαν, για να εξακριβωθεί η ακρίβεια των παραδοχών που έγιναν για τις συνθήκες στο αρχικό στοιχείο. Ο ολικός ρυθμός μετάδοσης θερμότητας του εναλλάκτη υπολογίζεται με ολοκλήρωση των στοιχειωδών ρυθμών μετάδοσης θερμότητας που υπολογίστηκαν κατά μήκος του εναλλάκτη.

Οι τρεις εξισώσεις ενέργειας (εξισώσεις 2-2,3,4) μπορούν να γραφούν με διάφορους τρόπους, αφού η μορφή της εξίσωσης εξαρτάται από την επιλογή των στοιχείων του όγκου ελέγχου (π.χ. σύνορα) και τη μέθοδο που χρησιμοποιείται για τον προσδιορισμό του στοιχείου (π.χ. μέθοδος πλέγματος). Για το λόγο αυτό, οι εξισώσεις που διέπουν το φαινόμενο δεν μπορούν να παρουσιαστούν για την τοπική ανάλυση, όπως παρουσιάστηκαν νωρίτερα για την πρόχειρη ανάλυση. Ωστόσο, δύο σκέψεις είναι σημαντικές για την τρίτη εξίσωση ενέργειας, που περιέχει τον ολικό συντελεστή μετάδοσης θερμότητας και τη θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα στα δύο ρευστά. Πρώτον, επειδή οι τοπικές συνθήκες υπολογίζονται για κάθε στοιχείο, είναι δυνατό να κατανοήσουμε την επίδραση των ιδιοτήτων που εξαρτώνται από τη θερμοκρασία και την επίδραση της ποιότητας του ψυκτικού στους συντελεστές μετάδοσης θερμότητας για την εξάτμιση και τη συμπύκνωση. Ως αποτέλεσμα, ο ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας ποικίλει για κάθε στοιχείο. Η δεύτερη σκέψη έχει να κάνει με τη μέθοδο προσδιορισμού της θερμοκρασιακής διαφοράς, που αποτελεί την ωθούσα δύναμη για τη μετάδοση θερμότητας διαμέσου του τοιχώματος των αυλών. Αν τα στοιχεία του όγκου ελέγχου είναι αρκετά μικρά, τότε η ωθούσα θερμοκρασιακή διαφορά μπορεί να βασιστεί σε απλή αριθμητική μέσων θερμοκρασιακών διαφορών κάθε πλευράς, παρά στη ΔT_{LMTD}.

Αρκετά μοντέλα εναλλακτών που βασίζονται στην τοπική προσέγγιση έχουν αναφορές στη διεθνή βιβλιογραφία για εφαρμογές ψύξης και κλιματισμού. Για παράδειγμα, οι Webb, Choi & Apparao[3] αναφέρουν ένα μοντέλο εξατμιστήρα πλημμύρισης, όπου κάθε σειρά αυλών μεταχειρίζεται ως ένα στοιχείο όγκου ελέγχου. Ο Payvar[4] χρησιμοποίησε παρόμοια προσέγγιση σε ένα τύπο βραστήρα, που μοιάζει αρκετά με εξατμιστήρα πλημμύρισης. Οι Huang & Pate[5] ανέπτυξαν μοντέλο για εξατμιστήρα και συμπυκνωτή με σπείρες που βασίζεται σε προσέγγιση τοπικής ανάλυσης. Στη μελέτη αυτή, τα στοιχεία του όγκου ελέγχου απαρτίζονταν από μικρά επαυξητικά μήκη αυλών. Για παράδειγμα, σε μία περίπτωση διαιρούσαν έναν αυλό μήκους 3 μέτρων σε μία σπείρα σε 28 τμήματα.

2.3. ΕΞΑΤΜΙΣΤΗΡΑΣ ΜΕ ΣΠΕΙΡΕΣ

2.3.1. ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΚΑΙ ΕΙΔΙΚΑ ΖΗΤΗΜΑΤΑ

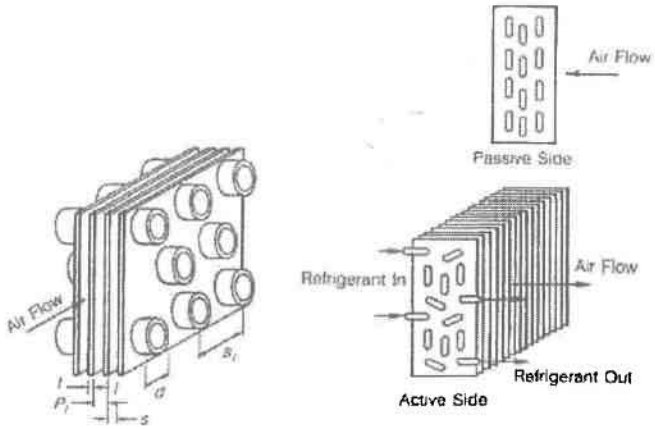
Ο εξατμιστήρας με σπείρες αποτελείται από αυλούς που έχουν πτερύγια σχήματος πλάκας. Το ψυκτικό ρέει στο εσωτερικό των αυλών και ο αέρας ρέει γύρω από την εξωτερική επιφάνεια των αυλών. Ένα τυπικό σχήμα της γεωμετρίας παρατίθεται στη συνέχεια.

[3]Webb, Choi & Apparao (1989) A theoretical model for prediction of the heat load in flooded evaporators. *ASHRAE Trans.* **95**(1).

[4]Payvar (1985) Analysis of performance of full bundle submerged boilers. ASME HTD-44, Denver, Colo., pp. 11-18. ASME, New York.

[5]Huang & Pate (1988) A model for air-conditioning condensers and evaporators with emphasis on in-tube enhancement. IIR Conference on Refrigeration Machinery, Purdue University, July 18-21, pp. 266-276.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38



Σχήμα 2-6: Τυπικοί αυλοί με πτερύγια σχήματος πλάκας.

Αυτός ο τύπος εξατμιστήρα χρησιμοποιείται για πολλές εφαρμογές που απαιτούν μεγάλο εύρος διαμορφώσεων και μεγεθών. Τα μεγέθη και οι διαμορφώσεις ποικίλουν ανάλογα με τον κατασκευαστή, ακόμη και για την ίδια εφαρμογή. Για παράδειγμα, η δυνατότητα παροχής αυτού του τύπου εξατμιστήρα μπορεί να είναι αρκετά μικρή (κλάσματα του τόνου) για μικρές εφαρμογές, ή αρκετά μεγάλη (εκατοντάδες τόνοι) όταν πρόκειται για συστήματα κλιματισμού μεγάλων κτιρίων. Διαφορετικές εφαρμογές, μπορεί επίσης να οδηγήσουν σε διαφορετικές μεθόδους κίνησης του αέρα μέσα στον εξατμιστήρα. Στις περισσότερες περιπτώσεις εφαρμόζεται εξαναγκασμένη κυκλοφορία, αλλά και η φυσική κυκλοφορία βρίσκει ορισμένες εφαρμογές.

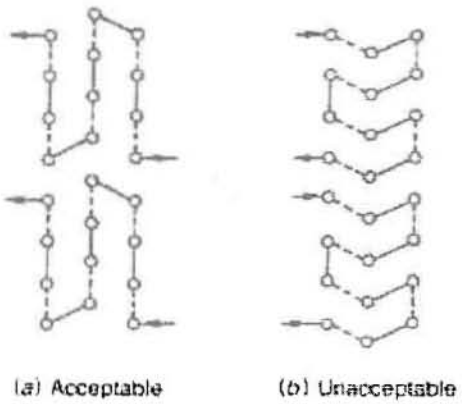
Για το συγκεκριμένο τύπο εξατμιστήρα χρησιμοποιούνται αυλοί κυκλικής διατομής στο μεγαλύτερο μέρος. Ωστόσο, χρησιμοποιούνται και ορθογωνικοί και οβάλ αυλοί για ειδικές εφαρμογές. Τυπικά μεγέθη εξωτερικών διαμέτρων αυλών, που χρησιμοποιούνται σε ευρείες εφαρμογές, είναι 5/16, 3/8, 1/2, 5/8, 3/4 και 1 in (7.9, 9.5, 12.7, 15.9, 19.1 και 25.4 mm). Οι αυλοί διατάσσονται είτε σε κλιμακωτές διατάξεις, σχηματίζοντας ισόπλευρα τρίγωνα είτε σε in line διατάξεις, σχηματίζοντας ορθογώνια. Η προτιμητέα μέθοδος είναι η πρώτη. Η απόσταση (διάκενο) των αυλών ποικίλει από 0.6 ως 2.5 in (16 ως 64 mm).

Οι αυλοί έχουν πτερύγια κατά ένα συνεχή τρόπο, με χρήση επίπεδων πλακών που εγκαθίστανται με τυπικές πυκνότητες από 4-14 πτερύγια άνα ίντσα (1.8 ως 6.4 mm απόσταση άνα πτερύγιο). Οι χαμηλότερες τιμές πυκνότητας πτερυγίωσης (π.χ. λιγότερα από 10 πτερύγια άνα ίντσα) χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές χαμηλής θερμοκρασίας, όπως ψύξη, όπου μπορεί να σχηματιστεί κρούστα πάγου και, ως συνέπεια, να μπλοκάρουν τα κανάλια. Οι μεγαλύτερες τιμές πυκνότητας πτερυγίωσης χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές υψηλότερης θερμοκρασίας, όπως κλιματισμός, όπου οι υδρατμοί στο ρεύμα του αέρα απομακρύνονται από συμπύκνωση της υγρασίας, παρά από δημιουργία πάγου. Άλλες σκέψεις που πρέπει να λαμβάνονται υπόψη κατά τη χρήση πτερυγίων, είναι η πτώση πίεσης λόγω τριβής και η μόλυνση, λόγω σκόνης για παράδειγμα. Το πάχος των πλακών που χρησιμοποιούνται για το σχηματισμό των πτερυγίων ποικίλει από 0.004 σε 0.017 in (0.09 ως 0.42 mm). Τα λεπτότερα πτερύγια συγκρατούν λιγότερο το πτερύγιο και γι αυτό, παρέχουν μικρότερη επιφάνεια επαφής για μετάδοση θερμότητας.

Οι σπείρες αποτελούνται από πολλαπλά μονοπάτια σωληνώσεων που διατάσσονται σε σχήμα σερπαντίνας (ελικοειδές) και μάλιστα κάθετα προς τη ροή

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

του αέρα. Λόγω του μεγάλου εύρους των εφαρμογών τους και λόγω των τεχνικών που χρησιμοποιούν οι κατασκευαστές, υπάρχει απεριόριστος αριθμός διατάξεων του κυκλώματος. Μερικούς κανόνες για τη διαμόρφωση έχει προτείνει ο Hogan[6]. Για παράδειγμα, μια ενεργή πλευρά της σπείρας πρέπει να περιέχει συγκολλημένες συνδέσεις και τους αυλούς εισόδου και εκόδου, ενώ μια παθητική πλευρά πρέπει να περιέχει μόνο τις καμπές των αυλών (σχήμα 2-6). Οι αυλοί πρέπει να διατάσσονται σε κλιμακωτές σειρές σχηματίζοντας ισόπλευρα τρίγωνα. Μονοπάτια ομορροής πρέπει να σχηματίζονται ώστε να διαμορφώνονται περιοχές συμμετρίας στον εναλλάκτη. Αυτό είναι σημαντικό για τη διατήρηση σχετικά σταθερών θερμοκρασιακών διαφορών στη σπείρα, που σημαίνει ότι αποτρέπονται άνισοι ρυθμοί μετάδοσης θερμότητας. Ο Hogan επίσης προτείνει ότι ο εναλλάκτης πρέπει να έχει τη δυνατότητα διαίρεσης σε μοναδικούς subheat (τμηματικούς) εναλλάκτες, που δέχονται ίσες παροχές ψυκτικού και ο καθένας πρέπει να τελειώνει σε πλάκα διαφορετική από αυτή που αρχίζει. Δύο παραδείγματα φαίνονται στο σχήμα που ακολουθεί. Το ένα ικανοποιεί τους κανόνες αυτούς, ενώ το άλλο τους παραβιάζει.

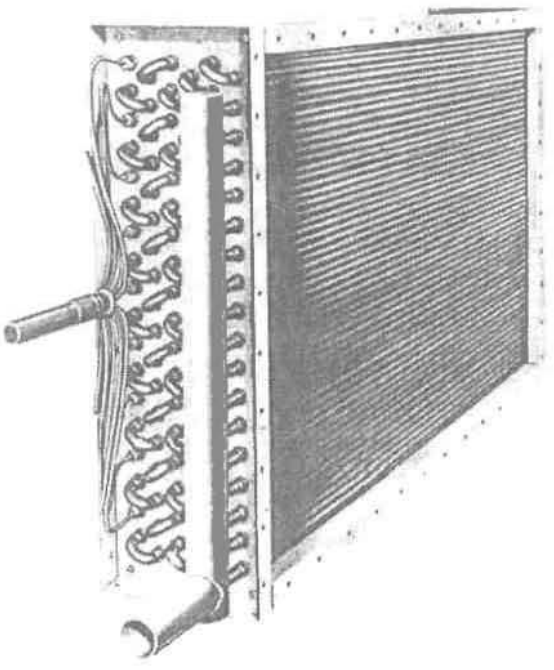


Σχήμα 2-7: Παραδείγματα παραδεκτών και μη παραδεκτών κυκλωμάτων αυλών.

Η είσοδος στη σπείρα του εξατμιστήρα μπορεί να γίνει από έναν τριχοειδή σωλήνα στην περίπτωση μικρών ψυκτικών συστημάτων (μικρότερα από τόνο), μικρούς περιοριστικούς σωλήνες, στόμια ή θερμοστατικές βαλβίδες εκτόνωσης. Ο τριχοειδής σωλήνας έχει χαμηλό κόστος και προτιμάται σε εφαρμογές που ο εξατμιστήρας λειτουργεί σε περιορισμένο εύρος σχεδιαστικών συνθηκών. Τα πιο πολλά κλιματιστικά σπιτιών και οι οικιακοί ψύκτες λειτουργούν με τριχοειδείς σωλήνες. Οι θερμοστατικές βαλβίδες εκτόνωσης έχουν το πλεονέκτημα ότι είναι ικανές να ελέγχουν την έξοδο υπέρθερμου ατμού από τον εξατμιστήρα, ρυθμίζοντας τη ροή μέσα στον εξατμιστήρα. Τυπικά, οι θερμοστατικές βαλβίδες εκτόνωσης ρυθμίζουν την υπερθέρμανση στην έξοδο του εξατμιστήρα από 6 ως 12^0F (3.3 ως 6.7^0C). Αυτές οι συσκευές χρησιμοποιούνται σε μεγαλύτερα συστήματα ψύξης και κλιματισμού.

[6]Hogan (1980) The development of a low – temperature heta pump grain dryer. Ph.D. thesis, Purdue University.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38



Σχήμα 2-8: Τυπική σπείρα εξατμιστήρα με συσκευή εκτόνωσης και διανομέα.

Οι μεγαλύτεροι εξατμιστήρες που εφοδιάζονται με θερμοστατικές βαλβίδες εκτόνωσης έχουν πολλαπλά κυκλώματα μέσα στην ίδια σπείρα. Ένας διανομέας τοποθετείται ανάμεσα στη βαλβίδα εκτόνωσης και τη σπείρα με σκοπό να παρέχει ίσες ποσότητες ψυκτικού σε κάθε κύκλωμα. Οι διανομείς αποτελούνται από αυλούς μικρής διαμέτρου, ίσου μεγέθους και μήκους, για να εξασφαλίζουν τον ίδιο περιορισμό για τη ροή του κορεσμένου μίγματος ατμού – υγρού του ψυκτικού διαμέσου του διανομέα.

Εφόσον οι εξατμιστήρες συχνά λειτουργούν κάτω από το σημείο δρόσου του αέρα, υγρασία συλλέγεται και στραγγίζεται από τη σπείρα. Για τη συλλογή της υγρασίας που στραγγίζει από τη σπείρα, μία λεκάνη πρέπει να τοποθετηθεί στο κάτω μέρος της σπείρας, με τη σύνδεση της αποχέτευσης να τοποθετείται στην κατάντη πλευρά της σπείρας. Για μεγάλους εξατμιστήρες, ίσως να απαιτούνται αρκετές λεκάνες. Πρέπει να αποφεύγονται υπερβολικές ταχύτητες αέρα που μπορεί να συμπαρασύρουν την υγρασία και να τη μεταφέρουν παρακάτω στο κύκλωμα. Για το λόγο αυτό, οι ταχύτητες του αέρα πρέπει να είναι από 400 ως 500 fpm (2.03 ως 2.52 m/s), για να αποφεύγεται ο συμπαρασυρμός του συμπυκνώματος.

Λόγω των διαφοροποιήσεων στις σπείρες των εξατμιστήρων, θα ήταν αδύνατο να περιγραφεί μια αντιπροσωπευτική σπείρα για όλες τις εφαρμογές. Ωστόσο, στο σχήμα απεικονίζονται ορισμένα από τα βασικά εξαρτήματα, όπως αυλοί, πλάκες και συσκευή διανομής.

Στις επόμενες παραγράφους θα παρουσιαστούν μέθοδοι υπολογισμού των θερμικών αντιστάσεων στη ροή θερμότητας ανάμεσα στο ψυκτικό και τον αέρα. Αυτές οι αντιστάσεις είναι απαραίτητες για τον υπολογισμό του ολικού συντελέστη μετάδοσης θερμότητας από την εξίσωση 2-1. Οι θερμικές αντιστάσεις που θα συζητηθούν εδώ, σχετίζονται με τους συντελεστές μετάδοσης θερμότητας μέσα στους αυλούς, τα πτερύγια των αυλών και τους συντελεστές μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του αέρα. Μια ακόμη θερμική αντίσταση που μπορεί να υπάρχει (όχι όμως απαραίτητα) σχετίζεται με στρώματα πάγου και φιλμ νερού που συμπυκνώνονται στο ρεύμα του αέρα.

2.3.2. ΜΕΤΑΔΟΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΚΑΤΑ ΤΗΝ ΕΞΑΤΜΙΣΗ ΤΟΥ ΨΥΚΤΙΚΟΥ ΜΕΣΑ ΣΤΟΥΣ ΑΥΛΟΥΣ

Ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας για την εξάτμιση μέσα στους αυλούς πρέπει να υπολογιστεί πριν τον προσδιορισμό του ολικού συντελεστή μετάδοσης θερμότητας. Πριν την επιλογή μιας συσχέτισης που θα χρησιμοποιηθεί, ο σχεδιαστής

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

πρέπει να λάβει υπόψη μερικά χαρακτηριστικά του εξατμιστήρα, που επηρεάζουν τη μετάδοση θερμότητας.

1. Οι αυλοί του εξατμιστήρα είναι οριζόντιοι.
2. Οι καμπές της επιστροφής είναι αδιαβατικές, γιατί τοποθετούνται έξω από το ρεύμα του αέρα.
3. Το ψυκτικό καλύπτει το πλήρες φάσμα των μηχανισμών βρασμού, περιλαμβάνοντας το βρασμό πυρήνων σε χαμηλές ποιότητες και το βρασμό εξάτμισης (convective boiling) σε υψηλές ποιότητες.
4. Τα συνήθη ψυκτικά είναι R-11, R-12, R-22, R-123, R-134a, R-502 και αμμωνία.
5. Χρησιμοποιούνται και λείοι αυλοί και ενισχυμένοι αυλοί.
6. Στον εξατμιστήρα, μαζί με το ψυκτικό αναμιγνύεται και λιπαντικό σε μικρές συγκεντρώσεις.

Θα παρουσιαστούν αρκετές συσχετίσεις για τοπική μετάδοση θερμότητας κατά την εξάτμιση σε λείους και οριζόντιους αυλούς. Οι συσχετίσεις αυτές έχουν επικυρωθεί για τα περισσότερα από τα συνήθη ψυκτικά. Στην πραγματικότητα, μεγάλο εύρος δεδομένων για τα ψυκτικά χρησιμοποιήθηκε για την παραγωγή αυτών των συσχετίσεων. Οι συσχετίσεις αυτές είναι των Shah[7,8] , Kandlikar[9], Gungor & Winterton[10] για καθαρά ψυκτικά. Αποτελέσματα για ψυκτικά που περιέχουν και λιπαντικά επίσης παρουσιάζονται, ενώ αποτελέσματα για ενισχυμένους αυλούς παρουσιάζονται σε άλλη ενότητα του βιβλίου του Kakac. Επειδή τα δεδομένα για μεταφορά θερμότητας σε ενισχυμένους αυλούς συνήθως παραπέμπουν σε μετάδοση θερμότητας σε λείους αυλούς, οι συσχετίσεις που θα παρουσιαστούν είναι εμμέσως εφαρμόσιμες για ενισχυμένους αυλούς.

2.3.2.1.ΜΟΝΟΦΑΣΙΚΗ ΜΕΤΑΔΟΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Εφόσον στην έξοδο από τον εξατμιστήρα βγαίνει υπέρθερμος ατμός, συσχετίσεις για μονοφασική μετάδοση θερμότητας είναι επίσης απαραίτητες για σχεδιαστικούς υπολογισμούς. Δυο μονοφασικές συσχετίσεις που έχουν σε μεγάλο βαθμό επικυρωθεί από πειραματικά δεδομένα για ψυκτικά, είναι των Dittus & Boelter (McAdams[11]) και των Petukhov & Popov[12]. Η εμπειρία του συγγραφέα (Pate M. B.) με διαφορετικά ψυκτικά, όπως τα R-12, R-22, R-113 συνιστά τη χρήση της συσχέτισης Petukhov & Popov, που δίνει πιο ακριβή αποτελέσματα, με απόκλιση 5% από πειραματικά δεδομένα. Η εξίσωση των Dittus & Boelter για τα ίδια δεδομένα έχει απόκλιση 10%.

2.3.2.2.ΜΕΤΑΔΟΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΚΑΤΆ ΤΗΝ ΕΞΑΤΜΙΣΗ ΓΙΑ ΚΑΘΑΡΑ ΨΥΚΤΙΚΑ

ΣΥΣΧΕΤΙΣΗ SHAH

[7]Shah (1976) A new correlaton for heat transfer during boiling flow through pipes. *ASHRAE Trans.* **82** 66-86.
[8]Shah (1982) Chart correlation for saturated boiling heat transfer, equations and further study. *ASHRAE Trans.* **88** 185-196.
[9]Kandlikar (1987) A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes. 1987 ASME Winter Annual Meeting, December 14-18.
[10]Gungor & Winterton (1986) A general correlation for flow boiling in tubes and annuli. *Int. J. Heat Mass Transfer* **19**(3) 351-358.
[11]McAdams (1942) *Heat Transmission*, 2nd ed. McGraw Hill, New York.
[12]Petukhov (1970) Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties. *Advances in Heat Transfer*, Vol. 6. Academic, New York.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Το 1982, ο Shah ανέπτυξε μία εξίσωση συσχέτισης από μία παλαιότερη συσχέτιση βασισμένη σε διάγραμμα[7,8]. Αυτή η συσχέτιση είναι εφαρμόσιμη σε 3 περιοχές βρασμού: πυρήνων, με εξάτμιση (συναγωγή) και στρωματωμένος (stratified), όπως αποδεικνύεται από τη συναρτησιακή σχέση της συσχέτισης με αρκετούς αδιάστατους αριθμούς, όπως ο αριθμός Froude, ο αριθμός βρασμού και ο αριθμός συναγωγής. Όπως αναμένεται, σε χαμηλές ποιότητες δεσπόζει ο βρασμός πυρήνων, ενώ σε υψηλές ποιότητες κυριαρχεί η συναγωγή. Για οριζόντια ροή, η συσχέτιση του Shah είναι:

$$\frac{h_{TP}}{h_l} = \Psi \quad \textbf{2-9}$$

όπου h_l είναι ο συντελεστής συναγωγής για την περίπτωση που όλο το ρευστό είναι σε υγρή φάση. Για τον υπολογισμό του h_l έχουν αναπτυχθεί αρκετές συσχετίσεις. Ο όρος Ψ υπολογίζεται με την ακόλουθη διαδικασία:

$$N = 0.38 Fr^{-0.3} Co \quad \textbf{2-10}$$

$$\Psi_{cb} = \frac{1.8}{N^{0.8}} \quad \textbf{2-11}$$

Για N>1:

$$\Psi_{nb} = 230 Bo^{0.5}, Bo > 3*10^{-5} \quad \textbf{2-12}$$

$$\Psi_{nb} = 1 + 46 Bo^{0.5}, Bo < 3*10^{-5} \quad \textbf{2-13}$$

Για 0.1<N≤1:

$$\Psi_{bs} = EBo^{0.5} e^{2.74 N^{-0.1}} \quad \textbf{2-14}$$

Για N<0.1:

$$\Psi_{bs} = EBo^{0.5} e^{2.74 N^{-0.15}} \quad \textbf{2-15}$$

Η τιμή του Ψ είναι η μέγιστη των Ψ_{cb} και Ψ_{nb} ή Ψ_{bs}. Η σταθερά Ε εξαρτάται από τον αριθμό βρασμού, Bo:

$$E = 14.7, Bo \geq 11*10^{-4} \quad \textbf{2-16}$$

$$E = 15.43, Bo < 11*10^{-4} \quad \textbf{2-17}$$

και ο αριθμός βρασμού είναι:

$$Bo = \frac{q}{Gi_{fg}} \quad \textbf{2-18}$$

Οι αριθμοί συναγωγής (Co) και Froude (Fr) υπολογίζονται ως εξής:

$$Co = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} \quad \textbf{2-19}$$

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_l^2 g D} \quad \textbf{2-20}$$

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Οι παραπάνω εξισώσεις που βρίσκουν εφαρμογή στη συσχέτιση του Shah έχουν χρησιμοποιηθεί εκτεταμένα για ψυκτικά, όπως R-11, R-12, R-22. Για τα 3 αυτά ψυκτικά, ο Shah αναφέρει μέσες αποκλίσεις του 23%, όταν συγκρίνει τη συσχέτιση με πειραματικά δεδομένα.

ΣΥΣΧΕΤΙΣΗ KANDLIKAR

Η συσχέτιση που προτείνει ο Kandlikar[9] επίσης λαμβάνει υπόψη τα 3 είδη βρασμού που προαναφέρθηκαν. Η συσχέτιση είναι:

$$\frac{h_{TP}}{h_l} = c_1(Co)^{c_2}(25Fr_l)^{c_5} + c_3(Bo)^{c_4}F_{fl} \quad \textbf{2-21}$$

Αν Co<0.65, τότε:
C_1=1.1360
C_2=-0.9
C_3=667.2
C_4=0.7
C_5=0.3
Αν Co>0.65, τότε:
C_1=0.6683
C_2=-0.2
C_3=1058.0
C_4=0.7
C_5=0.3
όπου h_l είναι ο συντελεστής συναγωγής για την περίπτωση που όλο το ρευστό είναι σε υγρή φάση και βασίζεται σε μία μορφή της εξίσωσης Dittus & Boelter:

$$h_l = 0.023\left[\frac{G(1-x)D}{\mu_l}\right]^{0.8}\frac{\mathrm{Pr}_l^{0.4}k_l}{D} \quad \textbf{2-22}$$

Πιθανές επιδράσεις στρωματοποίησης της ροής λαμβάνονται υπόψη με τη χρήση του αριθμού Fr. Οι συντελεστές D_1 ως D_6 ορίζονται από τον Kandlikar. Από όλες τις συσχετίσεις για εξάτμιση μέσα σε αυλό, αυτή είναι η πιο εύκολη για χρήση και ο συγγραφέας (Pate M. B.) τη θεωρεί αξιόπιστη, με βάση πολυάριθμες συγκρίσεις με πειραματικά δεδομένα.

ΣΥΣΧΕΤΙΣΗ GUNGOR & WINTERTON

Η συσχέτιση των Gungor & Winterton[10] προήλθε από μια μεγάλη βάση δεδομένων που περιλάμβανε ψυκτικά αλογονάνθρακες, όπως R-11, R-12, R-22, R-113 και R-114. Η βασική μορφή της συσχέτισης είναι:

$$h_{TP} = Eh_l + Sh_{pool} \quad \textbf{2-23}$$

όπου ο h_l βασίζεται στην προηγούμενη μορφή της εξίσωσης Dittus & Boelter (εξίσ. 2-22). Οι άλλοι παράμετροι της εξίσωσης είναι:

- Συντελεστής ενίσχυσης, E.

$$E = 1 + 2.4*10^4 Bo^{1.16} + 1.37\left(\frac{1}{x_{tt}}\right)^{0.86} \quad \textbf{2-24}$$

- Παράγοντας συγκράτησης (supression), S.

$$S = \frac{1}{1 + 1.15*10^{-6}E^2\,\mathrm{Re}_l^{1.17}} \quad \textbf{2-25}$$

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

- Όρος στάσιμου βρασμού (pool boiling), h_{pool}.

$$h_{pool} = 55\,\mathrm{Pr}^{0.12}(-\log_{10}\mathrm{Pr})^{-0.55} m^{-0.5} q^{0.67}$$

Επίσης, στις εξισώσεις συμμετέχει και η παράμετρος του Martinelli, x_{tt}:

$$x_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9}\left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5}\left(\frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0.1} \quad \textbf{2-26}$$

Η παράμετρος του Martinelli είναι παρόμοια με τον αριθμό συναγωγής, Co, που χρησιμοποιούν οι άλλες δύο συσχετίσεις, μόνο που εδώ λαμβάνονται υπόψη και τα ιξώδη.

Για χαμηλούς αριθμούς Fr σε ροές οριζόντιου σωλήνα, Fr<0.05, οι Gungor & Winterton συνιστούν τον πολλαπλασιασμό των E και S, αντιστοίχως, με τους ακόλουθους διορθωτικούς παράγοντες:

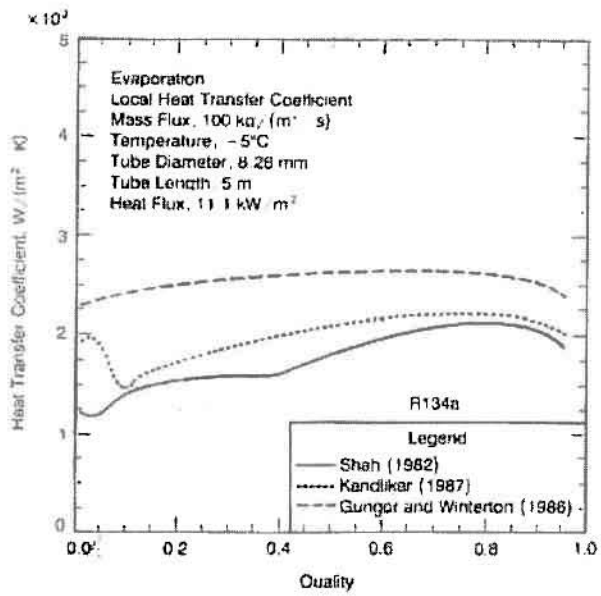
$$E_2 = Fr^{(0.1-2Fr)} \quad \textbf{2-27}$$

$$S_2 = \sqrt{Fr} \quad \textbf{2-28}$$

ΣΥΓΚΡΙΣΕΙΣ ΣΥΣΧΕΤΙΣΕΩΝ

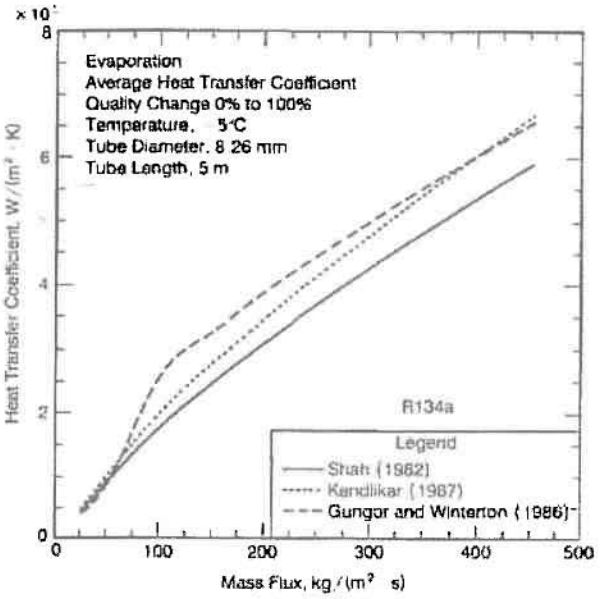
Οι τοπικοί συντελεστές μετάδοσης θερμότητας για τις τρεις συσχετίσεις που παρουσιάστηκαν, συγκρίνονται στο επόμενο διάγραμμα.

Η σύγκριση γίνεται για ροή μέσα σε αυλό του ψυκτικού R-134a, ενός εναλλακτικού ψυκτικού τύπου HFC, που δεν επηρεάζει το όζον όσο οι χλωροφθοράνθρακες (π.χ. R-12). Στο διάγραμμα, το εύρος της ποιότητας είναι από 0% ως 95%, που καλύπτει το μεγαλύτερο μέρος των συνθηκών που επικρατούν σε έναν εξατμιστήρα. Για τη σύγκριση, επιλέχτηκαν τυπικές τιμές για την παροχή, θερμοκρασία, διάμετρο αυλού και μήκος αυλού. Οι συσχετίσεις των Gungor & Winterton και του Shah καταλήγουν στους μεγαλύτερους και τους μικρότερους, αντίστοιχα, συντέλεστες μετάδοσης θερμότητας. Τα αποτελέσματα για τη συσχέτιση του Kandlikar βρίσκονται κάπου ανάμεσα στις άλλες 2 συσχετίσεις. Από το διάγραμμα, παρατηρούνται διαφορές για τις περιοχές βρασμού πυρήνων και βρασμού με συναγωγή (εξάτμιση). Επίσης, είναι προφανές ότι οι συντελεστές για βρασμό με εξάτμιση αυξάνονται με την ποιότητα, λόγω υψηλότερων ταχυτήτων ροής.



Σχήμα 2-9: Τοπικοί συντελεστές μετάδοσης θερμότητας για ροή R-134a μέσα σε αυλό.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38



Σχήμα 2-10: Μέσοι συντελεστές μετάδοσης θερμότητας για ροή R-134a μέσα σε αυλό.

Άλλη μία σύγκριση, μπορεί να γίνει με ολοκλήρωση των τοπικών συντελεστών μετάδοσης θερμότητας σε όλο το μήκος του αυλού, για να προκύψουν μέσοι συντελεστές. Στο σχήμα παρουσιάζονται οι μέσοι συντελεστές μετάδοσης θερμότητας, ως συνάρτηση της μαζικής παροχής για το ίδιο μέγεθος αυλού. Για μαζική παροχή 100Kg/(m^{2}s), που χρησιμοποιήθηκε και για το προηγούμενο διάγραμμα, φαίνεται η συμφωνία των μέσων συντελεστών με τους τοπικούς.

Λαμβάνοντας υπόψη τις αβεβαιότητες που σχετίζονται με τη διφασική ροή και τη μετάδοση θερμότητας, οι 3 συσχετίσεις δίνουν αποτελέσματα που βρίσκονται αρκετά κοντά μεταξύ τους. Στην πραγματικότητα, αρκετές μελέτες του παρελθόντος έχουν δείξει ότι αυτές οι συσχετίσεις μπορούν με συνέπεια να προβλέπουν συντελεστές μετάδοσης θερμότητας, με απόκλιση ±20% από πειραματικά δεδομένα[13,14] .

ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΟΥ ΛΙΠΑΝΤΙΚΟΥ ΣΤΗ ΜΕΤΑΔΟΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Το λιπαντικό, που χρησιμοποιείται στο συμπιεστή, κυκλοφορεί μαζί με το ψυκτικό μέσα από όλα τα εξαρτήματα που αποτελούν ένα σύστημα ψύξης, περιλαμβανομένου και του εξατμιστήρα και του συμπυκνωτή. Η συγκέντρωση του λιπαντικού, που κυκλοφορεί ανακατεμένο με το ψυκτικό, πιθανότατα ποικίλει από 0.2% ως 10%, ανάλογα με τον τύπο του συμπιεστή (π.χ. παλινδρομικός, περιστροφικός) και ανάλογα με τον αν υπάρχει διαχωριστής λαδιού. Ωστόσο, η πραγματική συγκέντρωση του λιπαντικού μέσα στον εξατμιστήρα και τον συμπυκνωτή μπορεί να είναι μεγαλύτερη από τη συγκέντρωση που κυκλοφορεί στο όλο κύκλωμα. Αυτή η μεγαλύτερη συγκέντρωση είναι αποτέλεσμα των λεπτών στρωμάτων μεγαλύτερου ιξώδους, που είναι πλούσια σε λιπαντικό, και κυκλοφορούν περιμετρικά γύρω από το εσωτερικό τοίχωμα του αυλού σε δακτυλιοειδή σχηματισμό και με μικρή ταχύτητα.

[13]Schlager, Pate, Bergles (1988) Evaporation and Condensation of refrigerant – oil mixture in a smooth tube and a micro – fin tube. *ASHRAE Trans.* **94**(1) 149-166.

[14]Eckels & Pate (1990) An experimental comparison of evaporation and condensation heat transfer coefficients for HFC-134a and CFC-12. *Int. J. of Refrigeration*. To appear.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Μια λεπτομερής μελέτη της επίδρασης του λιπαντικού στη μετάδοση θερμότητας από τον Schlager et al.[13,15,16], έδειξε ότι σε λείο αυλό, οι συντελεστές μετάδοσης θερμότητας ήταν υψηλότεροι όταν στο ψυκτικό είχε προστεθεί λάδι. Για παράδειγμα, οι συντελεστές αυξήθηκαν ως και 35% (σε σύγκριση με τους συντελεστές για καθαρό ψυκτικό), καθώς η συγκέντρωση του λαδιού αυξήθηκε ως 2.5%. Σε μεγαλύτερες συγκεντρώσεις λαδιού, οι συντελεστές άρχισαν να μειώνονται, ώστε σε συγκεντρώσεις λαδιού 5%, οι συντελεστές να είναι μόνο κατά 15% μεγαλύτεροι των συντελεστών για καθαρό ψυκτικό. Οι επόμενες συσχετίσεις μπορούν να χρησιμοποιηθούν από το σχεδιαστή, ώστε να ληφθούν υπόψη τα αποτελέσματα της ύπαρξης λαδιού στη μετάδοση θερμότητας κατά την εξάτμιση σε λείους αυλούς. Για λάδι 150 SUS και ψυκτικό R-22[16]:

$$EF_{s'/s} = 1.03e^{(17.7Wo - 2.86Wo^2 - 0.0496G')} \quad \textbf{2-29}$$

και για λάδι 300 SUS και ψυκτικό R-22[16]:

$$EF_{s'/s} = 1.03e^{Wo(4.986G' - 8.77)} \quad \textbf{2-30}$$

Ο παράγοντας ενίσχυσης, EF, αντανακλά τις αλλαγές στους συντελεστές μετάδοσης θερμότητας, λόγω της παρουσίας λαδιού. Οι δείκτες υποδηλώνουν τους συντελεστές μετάδοσης θερμότητας που χρησιμοποιούνται για τον υπολογισμό του EF. Για παράδειγμα, ο δείκτης s είναι ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας σε λείο σωλήνα για καθαρό ψυκτικό, ενώ ο δείκτης s΄αναπαριστά λιπαντικό αναμεμιγμένο με το ψυκτικό. Η συγκέντρωση του λιπαντικού Wo είναι το κλάσμα του λιπαντικού που αναμιγνύεται με το ψυκτικό μέσα στον εξατμιστήρα. Πειράματα για το R-22, έδειξαν ότι η τιμή αυτή είναι περίπου 3 φορές μεγαλύτερη από τη συγκέντρωση του μίγματος λιπαντικού – ψυκτικού που ρέει κατά την εξάτμιση. Η μαζική ροή, G΄, της προηγούμενης εξίσωσης κανονικοποιείται στα 300 Kg/(m^{2}s).

Εξισώσεις που λαμβάνουν υπόψη την επίδραση των λιπαντικών έχουν επίσης αναφερθεί και για άλλα ψυκτικά, όπως το R-12. Όμως, δεν παρουσιάζονται κυρίως λόγω της πολυπλοκότητάς τους.

2.3.3. ΕΠΑΥΞΗΣΗ ΤΗΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΜΕΣΑ ΣΤΟΥΣ ΑΥΛΟΥΣ

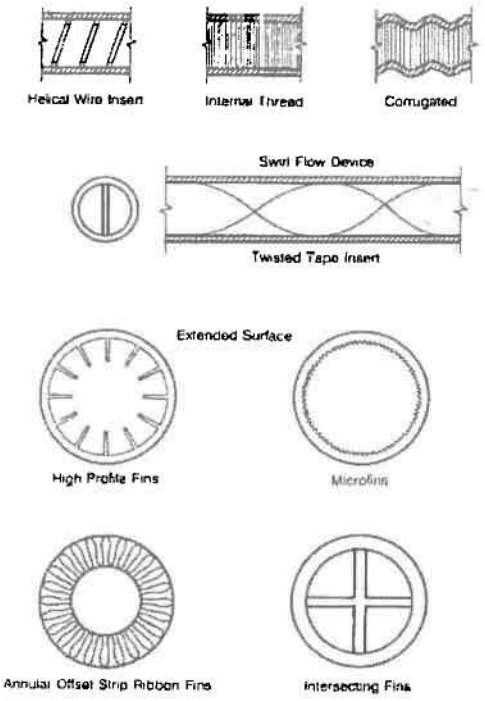
Μεγάλος αριθμός τεχνικών έχει προταθεί για βελτίωση της απόδοσης της εξάτμισης μέσα στους αυλούς, περιλαμβάνοντας τραχειές επιφάνειες, εκτεταμένες επιφάνειες και μερικές συσκευές στροβιλισμού της ροής. Στο σχήμα επιδεικνύονται ορισμένα παραδείγματα για τις τεχνικές αυτές.

Οι τραχειές επιφάνειες που φαίνονται είναι ένθετα ελικοειδή σύρματα, εσωτερικές σπείρες και κυματοειδείς αυλοί. Τυπικό παράδειγμα συσκευής στροβιλισμού είναι η ένθετη περιελισσόμενη ταινία. Αυτές οι 2 πρώτες τεχνικές δεν έχουν τύχει ευρείας χρήσης σε εφαρμογές ψύξης, επειδή η αύξηση στην πτώση πίεσης που προκαλούν είναι τόσο μεγάλη, που αντισταθμίζει το όφελος από την ενίσχυση της μετάδοσης θερμότητας. Η πτώση πίεσης στους αυλούς του εξατμιστήρα πρέπει να ελαχιστοποιείται, λόγω της επιζήμιας επίδρασής της στο συντελεστή απόδοσης COP.

[15]Schlager, Pate, Bergles (1989) A comparison of 150 and 300 SUS oil effects on refrigerant evaporation and condensation in a smooth tube and a micro – fin tube. *ASHRAE Trans*. **95**(1).

[16]Schlager, Pate, Bergles (1990) Performance predictions of refrigerant – oil mixtures in smooth and internally finned tubes. II: Design equations. *ASHRAE Trans*. **96**(1).

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38



Σχήμα 2-11: Παραδείγματα τεχνικών για βελτίωση της απόδοσης της εξάτμισης (και συμπύκνωσης) μέσα στους αυλούς.

Αντίθετα με τις δύο προηγούμενες τεχνικές, οι εκτεταμένες επιφάνειες έχουν τύχει ευρύτατης χρήσης σε εφαρμογές ψύξης. Παραδείγματα της τεχνικής αυτής φαίνονται στο σχήμα. Είναι πτερύγια υψηλού προφίλ, μικροπτερύγια, δακτυλιοειδή πτερύγια τύπου ταινίας και διασταυρούμενα πτερύγια. Το πιο συχνά χρησιμοποιούμενο είδος είναι το μικροπτερύγιο. Επιπλέον, δείχνει δυναμική για ακόμη μεγαλύτερη χρήση στο μέλλον. Το μικροπτερύγιο έχει κερδίσει τη δημοτικότητά του για 2 λόγους. Πρώτον, μπορεί να αυξήσει τους συντελεστές μετάδοσης θερμότητας κατά την εξάτμιση από 2 ως και 3 φορές σε σύγκριση με τους λείους αυλούς. Δεύτερον, οι πιο πολλές τεχνικές ενίσχυσης απαιτούν εξτρά υλικό σωληνώσεων (π.χ. χαλκό), που αυξάνει το κόστος του ενισχυμένου αυλού. Ωστόσο, ο αυλός με μικροπτερύγια απαιτεί ελάχιστο, ίσως και καθόλου, επιπρόσθετο υλικό σωληνώσεων. Ο αυλός με μικροπτερύγια αποτελείται από 60 – 70 πτερύγια με ύψη από 0.10 ως 0.20 mm και γωνίες ελίκωσης από 10^0 ως 30^0. Το σχήμα της κορυφής και της κοιλάδας του πτερυγίου μπορεί να είναι επίπεδο, στρογγυλό ή αιχμηρό. Σε επόμενο σχήμα παρατίθενται τρεις διαφορετικές όψεις τυπικών αυλών με μικροπτερύγια.

Σχήμα 2-12: Τρεις διαφορετικές όψεις τυπικών αυλών με μικροπτερύγια.

Η πιο κοντινή τεχνική στον αυλό με μικροπτερύγια (από τις τεχνικές εκτεταμένης επιφάνειας) είναι αυλός με πτερύγια υψηλού προφίλ. Ωστόσο, αυτοί οι 2 αυλοί διαφέρουν κατά πολύ στον αριθμό των πτερυγίων και το ύψος των πτερυγίων. Για παράδειγμα, οι πιο πολλοί αυλοί με πτερύγια υψηλού προφίλ έχουν λιγότερα από 30 πτερύγια και ύψη πτερυγίου πάνω από 0.4 mm.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Θα παρουσιαστούν δεδομένα απόδοσης για μετάδοση θερμότητας κατά την εξάτμιση σε αυλούς με μικροπτερύγια, ώστε ο σχεδιαστής να μπορεί να εκτελέσει υπολογισμούς σχεδιασμού εναλλάκτη θερμότητας. Αυτές οι πληροφορίες είναι εφαρμόσιμες και σε εξατμιστήρες αυλών – κελύφους τύπου DX (άμεσης εκτόνωσης).

Η παρουσίαση των δεδομένων απόδοσης διαιρείται σε αρκετούς τομείς. Πρώτα, σχεδιάζονται σχεδιαγράμματα του παράγοντα ενίσχυσης, EF, που ορίζεται ως το πηλίκο του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας του ενισχυμένου αυλού προς το συντελεστή που αντιστοιχεί σε λείο σωλήνα ισοδύναμης διαμέτρου, σε παρόμοιες συνθήκες ροής. Αυτά τα σχεδιαγράμματα είναι για διαφορετικές γεωμετρίες αυλών με μικροπτερύγια, ώστε ο σχεδιαστής να κατανοήσει πώς αλλάζει η απόδοση για διαφορετικούς τύπους μικροπτερυγίων. Η επίδραση της διαμέτρου του αυλού στην απόδοση, επίσης παρουσιάζεται. Τελικά, καλύπτεται και η επίδραση στην απόδοση της ανάμιξης λιπαντικού με το ψυκτικό.

Μια λεπτομερής σύγκριση 3 διαφορετικών γεωμετριών αυλών με μικροπτερύγια αναφέρεται από τους Schlager et al.[17,18]. Αφορά σωλήνες με εξωτερική διάμετρο, OD, ίση με 9.52 mm (3/8 in) και 12.7 mm (1/2 in) και ψυκτικό R-22. Οι διαστάσεις των αυλών παρατίθενται στον πίνακα που ακολουθεί.

	Αυλοί 12.7 mm				**Αυλοί 9.52 mm**		
	Λείος	**Μικροπτ ερύγιο 1**	**Μικροπτ ερύγιο 2**	**Μικροπτ ερύγιο 3**	**Μικροπτ ερύγιο 1**	**Μικροπτ ερύγιο 2**	**Μικροπτ ερύγιο 3**
d_o [mm]	12.7	12.7	12.7	12.7	9.52	9.52	9.52
d_{imax} [mm]	10.9	11.7	11.7	11.7	8.92	8.92	8.92
t [mm]	0-0.90	0.50	0.50	0.50	0.30	0.30	0.30
f [mm]	-	0.30	0.20	0.15	0.20	0.16	0.15
n	-	60	70	60	60	60	60
β [°]	-	18	15	25	18	15	25
A_{is}/A_{iM}[19]	-	1.51	1.33	1.39	1.55	1.38	1.43

Πίνακας 2-1: Διαστάσεις των αυλών με μικροπτερύγια[17,18].

Οι παράγοντες ενίσχυσης, EF, για τις 3 διαφορετικές γεωμετρίες των μικροπτερυγίων και τις 2 διαφορετικές διαμέτρους των αυλών, απεικονίζονται στο διάγραμμα που ακολουθεί. Οι αριθμοί 1, 2, 3 του διαγράμματος αντιστοιχούν στους 1, 2, 3 των μικροπτερυγίων του πίνακα. Πρέπει, όμως, να σημειωθεί ότι οι καμπύλες αυτές προέρχονται από προσαρμογή, με τη μέθοδο SPLINES, αρκετών πειραματικών δεδομένων, που περιέχουν αβεβαιότητες, λόγω της φύσης του πειράματος. Λόγω της σπουδαιότητας της αβεβαιότητας των πειραμάτων, εξάγεται ότι οι επιδράσεις από τη διάμετρο των αυλών και τη γεωμετρία είναι δευτερεύουσες. Για παράδειγμα, σε μαζική παροχή G=250 Kg/(m^2s), που είναι περιοχή όπου οι 2 διαφορετικές διάμετροι επικαλύπτονται, ο EF για όλους τους αυλούς 9.52 mm ποικίλει από 1.6 ως 1.9, ενώ ο EF για όλους τους αυλούς 12.7 mm πέφτει στην πιο στενή ζώνη από 1.7 ως 1.8.

[17]Schlager, Pate, Bergles (1989) Heat transfer and pressure drop during evaporation and condensation of R-22 in horizontal micro – fin tubes. *Int. J. Refrigeration* **12** 6-14.

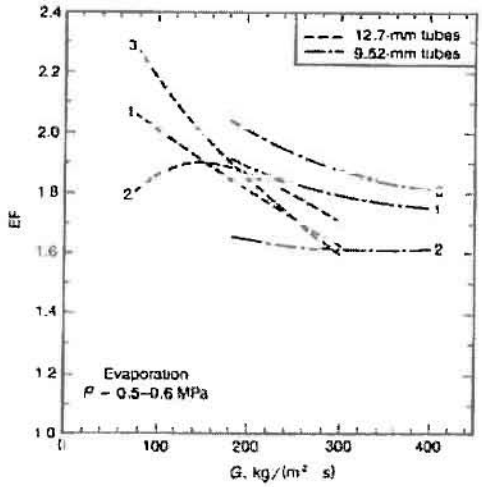
[18]Schlager, Pate, Bergles (1989) Evaporation and condensation heat transfer and pressure drop in horizontal, 12.7 mm micro – fin tubes with refrigerant 22. *Proc. 1989 National Heat Transfer Conf.*, August 6-9, Philadelphia.

[19]Αναλογία της εσωτερικής επιφάνειας του αυλού με μικροπτερυγώσεις προς την εσωτερική επιφάνεια του λείου αυλού που έχει την ίδια μέγιστη εσωτερική διάμετρο.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Από το σχήμα εξάγεται ότι ο EF ελαττώνεται όσο αυξάνει η μαζική παροχή. Μια πιθανή εξήγηση είναι, ότι όσο αυξάνει ο αριθμός Reynolds, η τύρβη που προκαλείται από τα μικροπτερύγια είναι λιγότερο σημαντική, συγκρινόμενη με το επίπεδο τύρβης στο λείο σωλήνα, με αποτέλεσμα, μείωση της ενίσχυσης στη μετάδοση θερμότητας.

Σχήμα 2-13: Παράγοντες ενίσχυσης (EF) για 3 διαφορετικές γεωμετρίες αυλών με μικροπτερύγια και 2 διαφορετικές διαμέτρους[17,18].



Τα παραπάνω δεδομένα μπορούν να χρησιμοποιηθούν από το σχεδιαστή με 2 τρόπους. Πρώτον, αν ο εναλλάκτης θερμότητας σχεδιαστεί με αυλούς με μικροπτερύγια διαμέτρου, OD, 3/8 in ή 1/2 in, με γεωμετρικές παραμέτρους παρόμοιες με του πίνακα, τότε οι παράγοντες ενίσχυσης, EF, μπορούν να ληφθούν απευθείας από το διάγραμμα, για την επιθυμητή μαζική παροχή. Δεύτερον, ο σχεδιαστής μπορεί να επεκτείνει τους παράγοντες EF του διαγράμματος, για μικρότερες ή και μεγαλύτερες διαμέτρους αυλών. Εφόσον ο EF είναι ασθενής συνάρτηση της διαμέτρου του αυλού, μια τεχνική επέκτασης των δεδομένων πρέπει να αποδώσει ικανοποιητικά. Σημειώνεται, ότι αν και ο EF δεν είναι ισχυρή συνάρτηση της διαμέτρου, ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας μέσα στον αυλό είναι συνάρτηση της διαμέτρου του αυλού. Η επίδραση της διαμέτρου στον αυλό μικροπτερυγίων λαμβάνεται υπόψη με τον πολλαπλασιασμό του EF με το συντελεστή μετάδοσης θερμότητας για λείο αυλό (ο συντελεστής αυτός μεταβάλλεται για διαφορετικές διαμέτρους αυλών).

Παρά την προηγούμενη μελέτη, αλλά και άλλες μελέτες, δεν έχει υπάρξει μελέτη που να είναι τόσο συστηματική για ποικιλία γεωμετριών μικροπτερυγίων, ώστε να μπορούν να αναπτυχθούν γενικές συσχετίσεις. Τέτοιες συσχετίσεις θα ήταν εξαιρετικά χρήσιμες για το σχεδιαστή, στο ότι θα μπορούσε να επιλέξει τις ακριβείς διαστάσεις του αυλού μικροπτερυγίων (π.χ. γωνία ελίκωσης, σχήμα κορυφής και κοιλάδας, αριθμό πτερυγίων κ.α.), που θα βελτιστοποιούσαν την απόδοση του εναλλάκτη θερμότητας για μια συγκεκριμένη εφαρμογή. Εξάλλου, με τις εξισώσεις αυτές, θα μπορούσαν να γίνουν υπολογισμοί για καθένα από τους τύπους αυλών μικροπτερυγίων, που διατίθενται από διαφορετικούς κατασκευαστές, για να βρεθεί ο πιο κατάλληλος τύπος για εγκατάσταση.

Εξαιρετικής σημασίας είναι τα αποτελέσματα της μελέτης των Schlager et al.[20] για αυλό με μικροπτερύγια, με γεωμετρία τυπική για τους περισσότερους

[20]Schlager, Pate, Bergles (1989) Performance of micro – fin tubes with refrigerant – 22 and oil mixtures. *ASHRAE J.* November 17-28.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

κατασκευαστές. Αυτός ο αυλός αξιολογήθηκε για καθαρό R-22 και για μίγματα λιπαντικού – ψυκτικού για 2 διαφορετικά ιξώδη του λαδιού (150 SUS και 300 SUS). Χρησιμοποιήθηκε αυλός με μικροπτερύγια, που είχε τα εξής χαρακτηριστικά: εξωτερική διάμετρο, OD, 9.52 mm (3/8 in), 60 πτερύγια με ύψος 0.2 mm (0.008 in) και γωνίες ελίκωσης 18^0. Η αύξηση της επιφάνειας σε σχέση με λείο αυλό ισοδύναμης διαμέτρου ήταν 1.5 φορές. Τα αποτελέσματα για μαζική ροή 300 Kg/(m^2s) δίνονται στον επόμενο πίνακα, για 4 διαφορετικές συγκεντρώσεις λαδιού, που είναι 0%, 1.25%, 2.5% και 5%. Οι παράγοντες EF, που φαίνονται στον πίνακα, βασίζονται σε σύγκριση των δεδομένων για τον αυλό με τα μικροπτερύγια με τα δεδομένα για τον αντίστοιχο λείο αυλό, με τις ίδιες συνθήκες, και ίδια ιξώδη και συγκεντρώσεις λαδιού.

Παράμετρος	Συγκέντρωση λαδιού %	150 SUS	300 SUS
Παράγοντας ενίσχυσης EF	0	2.05	2.05
	1.25	2.00	1.95
	2.5	1.7	1.90
	5	1.75	1.85

Πίνακας 2-2: Δεδομένα απόδοσης[20] για αυλό μικροπτερυγώσεων με καθαρό R-22 και και μίγματα λιπαντικών στα 300 Kg/(m^2s).

Με βάση τον πίνακα αυτό, μπορούν να γίνουν ορισμένες χρήσιμες παρατηρήσεις. Για παράδειγμα, οι EF μειώνονται με την προσθήκη λιπαντικού στο ψυκτικό. Επιπλέον, οι EF δεν είναι ισχυρή συνάρτηση του ιξώδους του λαδιού, αν και είναι ελαφρώς μεγαλύτεροι για το λάδι 300 SUS, που έχει μεγαλύτερο ιξώδες. Ο σχεδιαστής μπορεί να κάνει χρήση των δεδομένων του πίνακα ή να ανατρέξει στη βιβλιογραφία[13,15,20] για περισσότερα δεδομένα. Επίσης, στη συνέχεια θα παρουσιαστεί μια συσχέτιση για την επέκταση των EF του πίνακα και σε άλλες μαζικές ροές.

Μια γενική μονοπαραμετρική συσχέτιση, γνωστή ως παράγοντας ενίσχυσης (EF) ως συνάρτηση της μαζικής ροής, έχει αναφερθεί στη βιβλιογραφία[16]. Η συσχέτιση αυτή βασίζεται σε καμπύλη που προσαρμόζει καλύτερα τα δεδομένα του EF, για διαφορετικές γεωμετρίες αυλών με μικροπτερύγια, όπως αναφέρουν αρκετοί ερευνητές. Σε όλες τις περιπτώσεις το ψυκτικό ήταν R-22 και η εξωτερική διάμετρος των αυλών 3/8 in (9.52 mm). Η εμπειρική σχέση που προέκυψε, είναι:

$$\frac{EF_1}{EF_2} = \left(\frac{G_1}{G_2}\right)^{-0.32} \qquad \textbf{2-31}$$

Επειδή η σχέση αυτή έδειξε ικανότητα να συσχετίζει δεδομένα από διαφορετικές μελέτες, θα ήταν ικανοποιητική για σχεδιασμό ελλείψει περισσότερων δεδομένων. Ωστόσο, τονίζεται ξανά ότι η ακρίβεια αυτής της συσχέτισης είναι περιορισμένη γιατί δε λαμβάνει υπόψη την επίδραση από διαφορετικές γεωμετρίες μικροπτερυγίων. Για τη χρήση της εξίσωσης αυτής, απαιτείται η γνώση τουλάχιστον ενός παράγοντα EF σε δεδομένη μαζική παροχή. Ως δεδομένα της εξίσωσης, μπορούν να χρησιμοποιηθούν οι τιμές του προηγούμενου πίνακα, αλλά και όλης της ενότητας.

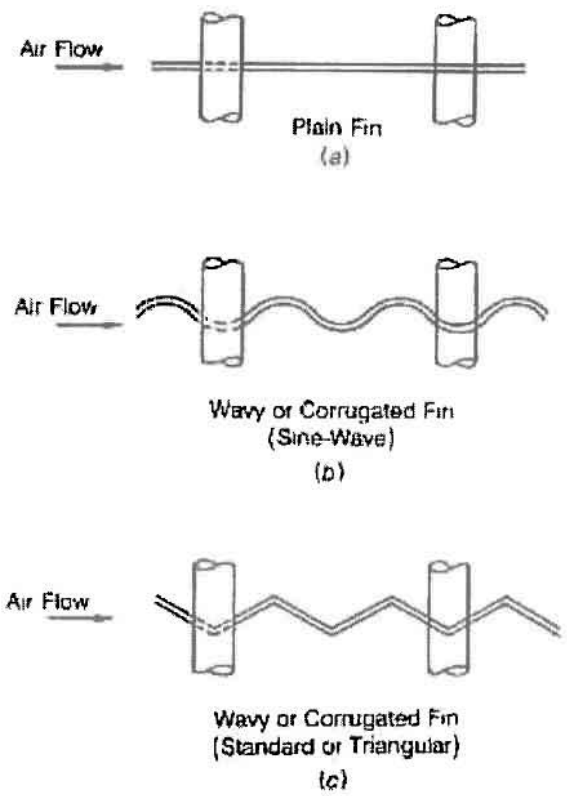
Οι μελέτες που αναφέρθηκαν είναι όλες για το ψυκτικό R-22 μόνο. Ο λόγος είναι ότι αρκετά συνήθη ψυκτικά, που είναι χλωροφθοράνθρακες, όπως το R-11, αποσύρονται ταχύτατα, λόγω της καταστροφικής τους επίδρασης στο προστατευτικό

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

στρώμα του όζοντος. Ως αποτέλεσμα, δεν αναμένονται στο μέλλον εναλλάκτες θερμότητας που θα χρησιμοποιούν τέτοια ψυκτικά. Ως τώρα, τα ψυκτικά που αντικατέστησαν τα R-11 και R-12, συχνά επονομαζόμενα και ως εναλλακτικά ψυκτικά, δεν έχουν δοκιμαστεί σε αυλούς με μικροπτερύγια. Μέχρι να γίνει διαθέσιμη αυτή η πληροφορία, συνιστάται οι σχεδιαστές να χρησιμοποιούν τους EF που παρουσιάστηκαν προηγουμένως, ακόμη και όταν σχεδιάζουν για εναλλακτικά ψυκτικά.

2.3.4. ΜΕΤΑΔΟΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΑΠΟ ΤΗΝ ΠΛΕΥΡΑ ΤΟΥ ΑΕΡΑ

Στις σπείρες των εξατμιστήρων (αλλά και των συμπυκνωτών) από την πλευρά του αέρα, χρησιμοποιούνται κυρίως κυκλικοί αυλοί με πτερύγια. Εξαίρεση αποτελούν οι εξατμιστήρες για κλιματισμό οχημάτων. Οι πλάκες των πτερυγίων που χρησιμοποιούνται από την πλευρά του αέρα μπορεί να έχουν επίπεδη (plain) επιφάνεια, επιφάνεια με κυματώσεις ημιτονοειδούς μορφής ή louvered επιφάνεια. Στο σχήμα που ακολουθεί υπάρχουν παραδείγματα τέτοιων επιφανειών.



Σχήμα 2-14: Παραδείγματα επιφανειών πτερυγίων που χρησιμοποιούνται από την πλευρά του αέρα.

Η σειρά με την οποία παρουσιάζονται είναι η σειρά κατά την οποία αυξάνεται η απόδοση στη μετάδοση θερμότητας. Ωστόσο, απαιτείται επιπρόσθετη κατασκευαστική προσπάθεια για να παραμορφωθεί η επιφάνεια και να πάρει αυτό το σχήμα ή, στην περίπτωση της κατεργασίας louvering, να ανοιχθούν σχισμές στην επιφάνεια. Σημειώνεται, ότι αν και αυξάνεται η απόδοση της μετάδοσης θερμότητας, επίσης αυξάνεται και η πτώση πίεσης από την πλευρά του αέρα, άρα και η απαιτούμενη ισχύς του ανεμιστήρα (fan).

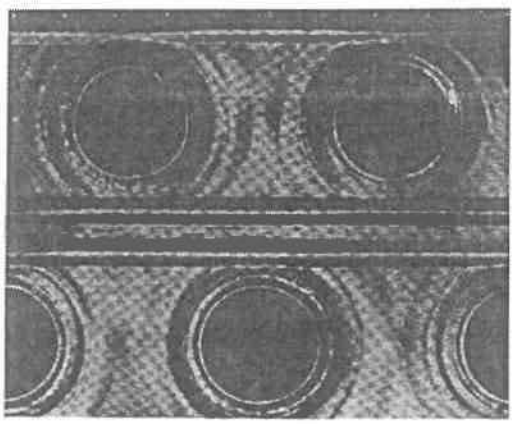
Η συζήτηση για τη μετάδοση θερμότητας από την πλευρά του αέρα θα οργανωθεί γύρω από τους 3 τύπους των επιφανειών των πτερυγίων. Παράλληλα, θα συζητηθούν η δημιουργία υγρασίας και πάγου, επειδή και οι δύο περιπτώσεις οδηγούν σε δημιουργία επιπρόσθετης θερμικής αντίστασης. Περισσότερες πληροφορίες για τη μετάδοση θερμότητας από την πλευρά του αέρα, μπορούν να αναζητηθούν σε άρθρα του Webb[21,22].

[21] Webb (1980) Air-side heat transfer in finned tube heat exchangers. *Heat Transfer Eng.* **1**(3) 33-49.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

2.3.4.1.ΜΕΛΕΤΗ ΓΙΑ ΣΠΕΙΡΕΣ ΧΩΡΙΣ ΥΓΡΑΣΙΑ ΚΑΙ ΠΑΓΟ

Θα παρουσιαστούν συσχετίσεις ή / και διαγράμματα με δεδομένα για τη μετάδοση θερμότητας από την πλευρά του αέρα, σε σπείρες χωρίς υγρασία, για τους 3 τύπους πτερυγίων που αναφέρθηκαν νωρίτερα. Τα επίπεδα πτερύγια έχουν μελετηθεί περισσότερο, επειδή ήταν ο πρώτος τύπος πτερυγίων που χρησιμοποιήθηκε. Εξάλλου, η ανάπτυξη γενικευμένων συσχετίσεων για σωλήνες με επίπεδα πτερύγια ήταν επιτυχής, επειδή μπορούν να προσδιοριστούν με χρήση λίγων μόνο μεταβλητών. Αντιθέτως, δεν υπάρχουν γενικευμένες συσχετίσεις ούτε για επιφάνειες με αυλακώσεις ούτε για louvered πτερύγια, λόγω των πολυάριθμων παραμέτρων που απαιτούνται για τον προσδιορισμό τους. Στο επόμενο σχήμα φαίνονται επίπεδα πτερύγια που χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές ψύξης και κλιματισμού.



Σχήμα 2-15: Φωτογραφία πτερυγίων με επίπεδη επιφάνεια που χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές ψύξης και κλιματισμού.

Για το θέμα της μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του αέρα, με χρήση επίπεδων πτερυγίων, έχουν εργαστεί, μεταξύ άλλων, οι McQuinston and Tree[23], Rich[24,25], McQuinston[26] και Kays and London[27]. Οι πιο πολλές από αυτές τις μελέτες αφορούσαν εναλλάκτες τεσσάρων σειρών με τις παραμέτρους του επόμενου πίνακα. Αυτές οι πειραματικές μελέτες είναι σημαντικές, επειδή σχεδόν όλες οι συσχετίσεις της βιβλιογραφίας προέρχονται απευθείας από τη βάση δεδομένων ή, τουλάχιστον, επιβεβαιώνονται με τη χρήση της.

---

[22]Webb (1983) Heat transfer and friction characteristics for finned tubes having plain fins. In *Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers*, Kakac, Shah, Bergles (eds.), pp. 431-450. Hemisphere, Washington, D.C.

[23]McQuinston and Tree (1971) Heat transfer and flow friction data for two fin-tube surfaces. *J. Heat Transfer* **93** 249-250.

[24]Rich (1973) The effect of fin spacing in the heat transfer and friction performance of multi-row, smooth plate fin-and-tube heat exchangers. *ASHRAE Trans.* **79**(2) 137-145.

[25]Rich (1975) The effect of the number of tube rows on heat transfer performance of smooth plate-fin-tube heat exchangers. *ASHRAE Trans.* **81**(1) 307-317.

[26]McQuinston (1978) Correlation of heat, mass and momentum transport coefficients for plate-fin-tube heat transfer surfaces with staggered tube. *ASHRAE Trans.* **84**(1) 290-308.

[27]Kays and London (1984) *Compact Heat Exchangers*, 3rd ed. McGraw-Hill, New York.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

d [mm]	Διάκενο [πτερύγια/μέτρο]	t [mm]	S_t/d	S_l/d	Αριθμός σπειρών	Βιβλιογραφική αναφορά
10.2	315	0.33	2.49	2.16	1	Kays and London[27]
17.2	305	0.40	2.22	2.58	1	Kays and London[27]
10.4	157, 551	0.16	1.69	1.95	2	McQuinston and Tree[23]
13.3	115-811	0.15	2.39	2.07	8	Rich[24]
9.96	157-551	0.15	2.21	2.55	5	McQuinston[26]

Πίνακας 2-3: Πειραματικά δεδομένα για εναλλάκτες θερμότητας 4 σειρών.

Στη συνέχεια, παρουσιάζονται αρκετές συσχετίσεις για σπείρες χωρίς υγρασία. Η συσχέτιση του McQuinston[28] για εναλλάκτη 4 σειρών αυλών με πτερύγια πλακών (επίπεδα πτερύγια), σε όρους του αδιάστατου παράγοντα j, είναι:

$$j_{4-row} = 0.0014 + 0.2618\,\mathrm{Re}_d^{-0.4}\left(\frac{A}{A_t}\right)^{-0.15} \qquad \textbf{2-32}$$

Ο αριθμός Reynolds βασίζεται στην εξωτερική διάμετρο του αυλού. Ο λόγος επιφανειών είναι το πηλίκο της ολικής επιφάνειας προς την επιφάνεια μιας στοιχειώδους συστοιχίας αυλών (bare tube bank).

Οι Gray and Webb[29], χρησιμοποιώντας τα δεδομένα του πίνακα, ανέπτυξαν άλλη μια εξίσωση για σπείρα 4 σειρών.

$$j_{4-row} = 0.14\,\mathrm{Re}^{-0.328}\left(\frac{S_t}{S_l}\right)^{-0.502}\left(\frac{s}{D}\right)^{0.0312} \qquad \textbf{2-33}$$

Η σύγκριση αυτών των δύο συσχετίσεων με βάση τα δεδομένα του πίνακα δίνει απόκλιση rms μικρότερη από 10%.

Για σπείρες που δεν έχουν 4 σειρές αυλών, ακολουθούνται διαφορετικές διαδικασίες, ανάλογα με το αν ο αριθμός των σειρών είναι μεγαλύτερος ή μικρότερος από 4. Για παράδειγμα, η τελευταία εξίσωση (για 4 σειρές) είναι εφαρμόσιμη και για περισσότερες από 4 σειρές. Αυτή η παρατήρηση πιστοποιήθηκε από τους Gray and Webb[29], συγκρίνοντας τα αποτελέσματα της εξίσωσης με πειραματικά δεδομένα για εναλλάκτες 5 σειρών και 6 σειρών. Αυτά τα δεδομένα, μάλιστα, δεν είχαν χρησιμοποιηθεί κατά την αρχική ανάπτυξη της συσχέτισής τους. Για λιγότερες από 4 σειρές, οι Gray and Webb συνιστούν την τροποποίηση της εξίσωσης, ως εξής:

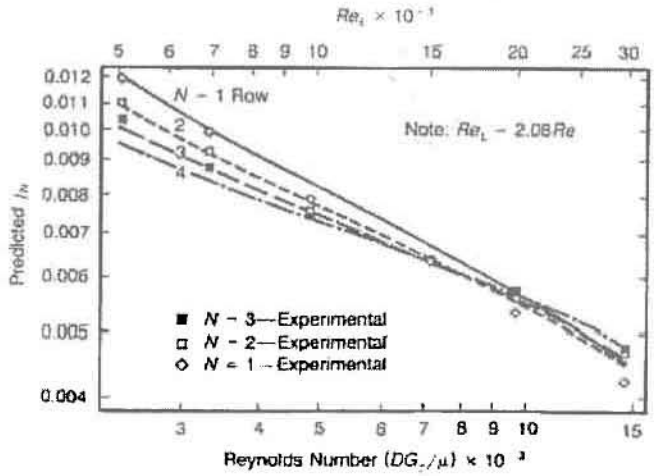
$$\frac{j_N}{j_{4-row}} = 0.992\left[2.24\,\mathrm{Re}^{-0.092}\left(\frac{N}{4}\right)^{-0.031}\right]^{0.607(4-N)} \qquad \textbf{2-34}$$

[28]McQuinston (1978) Heat, mass and momentum transfer data for five plate-fin-tube heat transfer surfaces. *ASHRAE Trans.* **84**(1) 266-293.

[29]Gray and Webb (1986) Heat transfer and friction correlations for plate finned-tube heat exchangers having plain fins. *Proc. Eighth Int. Heat Transfer Conf.* August 17-22, San Francisco, pp. 2745-2750.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

όπου N είναι ο αριθμός των σειρών των αυλών. Στο διάγραμμα που ακολουθεί, γίνεται σύγκριση της παραπάνω εξίσωσης με πειραματικά δεδομένα του Rich[25], που χρησιμοποιήθηκαν για την αρχική εξαγωγή της εξίσωσης 2-33.



Σχήμα 2-16: Σύγκριση των προβλεπόμενων τιμών του j με πειραματικά δεδομένα για 4 σειρές αυλών ή λιγότερες[29] .

Τα επίπεδα πτερύγια μπορούν να τροποποιηθούν ελαφρώς με διεργασίες τύπωσης μετάλλων (stamping), για να σχηματιστούν κυματοειδείς μορφές πτερυγίων, δηλαδή αυλακοειδή σχήματα (corrugated ή ripple). Συναντώνται τόσο ημιτονοειδείς όσο και τριγωνικές (wedge-shaped) μορφές πτερυγίων. Στο παρακάτω σχήμα φαίνονται μερικές κυματοειδείς επιφάνειες πτερυγίων που βρίσκουν εφαρμογή στην ψύξη και τον κλιματισμό.

Επειδή οι γεωμετρίες διαφέρουν ελαφρά από κατασκευαστή σε κατασκευαστή, σχεδόν όλες οι παλαιότερες μελέτες για κυματοειδή πτερύγια είναι ιδιωτικής εκμετάλλευσης. Στην πραγματικότητα, στη βιβλιογραφία υπάρχουν μόνο 3 αναφορές διαθέσιμες για πειραματικά δεδομένα μετάδοσης θερμότητας και πτώσης πίεσης[30,31,32]. Η διαθεσιμότητα συσχετίσεων που λαμβάνουν υπόψη γεωμετρικές παραμέτρους είναι ακόμη πιο σπάνια. Υπάρχουν μόνο συσχετίσεις των Beecher and Fagan[32] για πτερύγια wedge-shaped σε διευθετήσεις τύπου εναλλάξ. Λόγω της απουσίας χρήσιμων εξισώσεων, μερικοί σχεδιαστές εφαρμόζουν παράγοντες ενίσχυσης στις εξισώσεις για τα επίπεδα πτερύγια, που παρουσιάστηκαν πιο πριν. Υποθέτοντας ότι ο παράγοντας αυτός βασίζεται είτε στην εμπειρία είτε σε πραγματικά πειράματα, μπορεί να βοηθήσει να ληφθεί υπόψη η αυξημένη μετάδοση θερμότητας, που προκαλείται από αλλαγές επιφάνειας και διακοπές στα περάσματα της ροής. Για παράδειγμα, η προσέγγιση των Fischer and Rice[33], όπου χρησιμοποιήθηκε παράγοντας ενίσχυσης 1.45 έναντι του επίπεδου πτερυγίου.

Η εξίσωση που ανέπτυξαν οι Beecher and Fagan[32] για wedge-shaped (τριγωνικά) πτερύγια, πηγάζει από πειράματα σε αυλακοειδή πτερύγια, με τις ακόλουθες γεωμετρικές παραμέτρους:

- Διάταξη πτερυγίων ανά διαμήκη σειρά αυλών (N_p) - 2, 3 και 4.

[30]Hauser, Kreid, Johnson (1983) Investigation of combined heat and mass transfer from a wet heat exchanger. II. Experimental results. ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference, March 20-24, Honolulu, Hawaii, pp. 525-535.

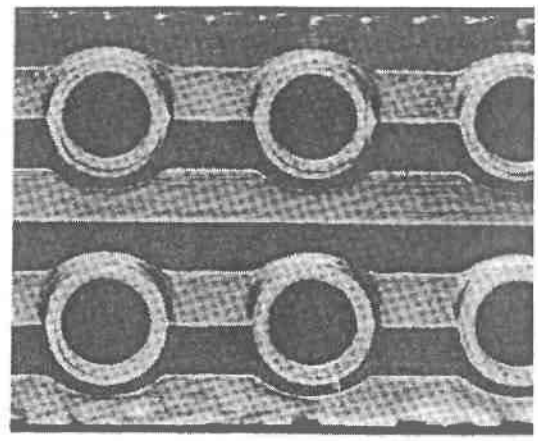
[31]Johnson, Kreid, Hansen (1983) A method of comparing performance of extended-surface heat exchangers. *Heat Transfer Eng.* **4**(1) 32-42.

[32]Beecher and Fagan (1987) Fin-patternation effects in plate finned tube heat exchangers. ASHRAE Annual Meeting, June 27- July 1, Nashville, Tenn.

[33]Fischer and Rice (1981) A steady-state computer design model for air-to-air heat pumps. ORNL/CON-80, Oak Ridge National Laboratories, Oak Ridge, Tenn.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

- Βάθος πτερυγώσεων (P_d) – 0.457 ως 3.157 mm.
- Διάκενο πτερυγώσεων (w_f) – 1.956, 2.388, 2.794 mm.
- Πυκνότητα πτερυγίων (για πτερύγιο πάχους 0.127 mm): 236, 343, 398, 480.
- Εγκάρσιο διάκενο αυλών (P_t) – 25.4 και 31.75 mm.
- Διάμετρος αυλών (D) – 7.94, 9.53, 12.7 mm.
- Σειρές αυλών (N_r) – 3.



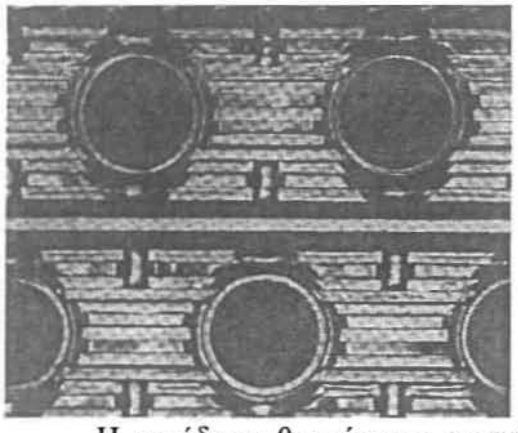
Σχήμα 2-17: Φωτογραφία κυματοειδών επιφανειών πτερυγίων που βρίσκουν εφαρμογή στην ψύξη και τον κλιματισμό.

Για τις προηγούμενες παραμέτρους, οι Beecher and Fagan χρησιμοποιίησαν μετωπικές ταχύτητες 3 ως 4.6 m/s, που αντιστοιχούν σε μέγιστες ταχύτητες του αέρα ανάμεσα στα πτερύγια, από 0.9 ως 6.6 m/s. Οι αδιάστατοι αριθμοί Nusselt (Nu) και Graetz (Gz), ως συνάρτηση των προηγούμενων παραμέτρων και των συνθηκών ροής, χρησιμοποιήθηκαν για το συσχετισμό των πειραματικών δεδομένων. Αυτή η προσέγγιση είναι διαφορετική από την προσέγγιση του παράγοντα j, που χρησιμοποιήθηκε για το συσχετισμό επίπεδων πτερυγίων. Λόγω του μεγάλου αριθμού των παραμέτρων, οι Beecher and Fagan έπρεπε να αναπτύξουν αρκετά διαφορετικά σετ αρκετά πολύπλοκων εξισώσεων. Ο αναγνώστης παραπέμπεται στο έργο των Beecher and Fagan[32] για τις λεπτομέρειες των συνθηκών, που μπορούν να χρησιμοποιηθούν για σχεδιαστικούς υπολογισμούς, αν τα πτερύγια και οι συνθήκες ροής ανήκουν σε εφαρμόσιμο εύρος.

Τα louvered πτερύγια μπορούν να επιτύχουν υψηλότερη απόδοση στη μετάδοση θερμότητας από τα επίπεδα και τα κυματοειδή πτερύγια. Το αντάλλαγμα, όμως, είναι η μεγαλύτερη πτώση πίεσης και το ενδεχόμενο ρύπανσης από εξωτερικούς παράγοντες, όταν τα πτερύγια χρησιμοποιούνται σε βρώμικο περιβάλλον. Η μόλυνση συμβαίνει ως αποτέλεσμα των σχισμών και των αυλακώσεων που έχουν μυτερές γωνίες, όπου μεγάλα ξένα σωματίδια φυλακίζονται. Τα louvered πτερύγια σχηματίζονται κόβοντας και σχηματίζοντας εσοχές σε επίπεδα πτερύγια. Οι επιφάνειες που προκύπτουν διαφέρουν στο σχήμα, το μέγεθος, τον προσανατολισμό της σχισμής, την απόσταση που η σχισμή ανασηκώνεται πάνω από την πλάκα και αν όλες οι σχισμές ανασηκώνονται ομοιόμορφα. Τα louvered πτερύγια επίσης αναφέρονται και ως strip, slot και offset strip. Στο πιο κάτω σχήμα φαίνονται μερικοί

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

τύποι αυτών των πτερυγίων. Ο Webb[34] προτείνει κάποιο διαχωρισμό στις ονομασίες, με βάση την ομοιομορφία με την οποία ανασηκώνονται και λυγίζουν τα πτερύγια.



Σχήμα 2-18: Φωτογραφία louvered πτερυγίων που χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές ψύξης και κλιματισμού.

Η μετάδοση θερμότητας ενισχύεται ως αποτέλεσμα της παρουσίας σχετικά μικρών σχισμών και αυλακώσεων, που διακόπτουν το οριακό στρώμα. Κάθε φορά που συναντάται μια σχισμή, το οριακό στρώμα διασπάται και μετά ξανασχηματίζεται. Το τελικό αποτέλεσμα είναι η εκλέπτυνση του οριακού στρώματος, που καταλήγει σε αύξηση του τοπικού συντελεστή μετάδοσης θερμότητας. Ωστόσο, η εκλέπτυνση του οριακού στρώματος, αυξάνει το συντελεστή τριβής, f, γεγονός που αυξάνει την πτώση πίεσης καθώς ρέει ο αέρας.

Αρκετές μελέτες που αξιολογούν την απόδοση αυτών των πτερυγίων (strip) αναφέρονται στη βιβλιογραφία. Για παράδειγμα, ο Hosada et al.[35] αναφέρει αύξηση 60% στους συντελεστές μετάδοσης θερμότητας για τα louvered πτερύγια, σε σύγκριση με τα κυματιστά πτερύγια. Ωστόσο, μόνο η μελέτη των Nakayama and Xu[36] αναφέρει μια συσχέτιση που θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί στο σχεδιασμό εναλλακτών θερμότητας. Ανέπτυξαν συσχετίσεις για τους παράγοντες j και f, μοντελοποιώντας τις τοπικές διακυμάνσεις στους συντελεστές μετάδοσης θερμότητας και εξάγοντας μέσους συντελεστές για ολόκληρη την επιφάνεια του πτερυγίου. Η συσχέτιση των Nakayama and Xu είναι:

$$j = 0.479\,\mathrm{Re}^{-0.644}\,F_j \quad \textbf{2-35}$$

όπου:

$$F_j = 1 + 1.093 * 10^3 \left(\frac{\varepsilon_f}{\delta_a}\right)^{1.24} \phi_s^{0.944}\,\mathrm{Re}^{-0.59} + 1.097\left(\frac{\varepsilon_f}{\delta_a}\right)^{2.09} \phi_s^{2.26}\,\mathrm{Re}^{0.88} \quad \textbf{2-36}$$

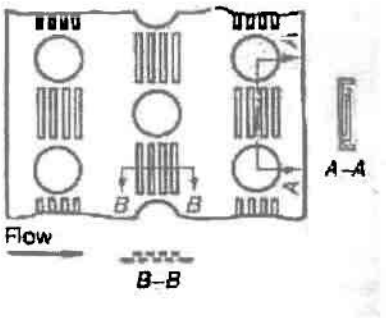
Η διευθέτηση για την οποία εφαρμόζεται αυτή η συσχέτιση φαίνεται στο παρακάτω σχήμα.

[34]Webb (1983) Enhancement for extended surface geometries used in air-cooled heat exchangers. In *Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers*, Kakac, Shah and Bergles, (eds.), pp. 721-734. Hemisphere, Washington, D.C.

[35]Hosada, Uzuhashi and Kobayashi (1977) Louver fin type heat exchangers. *Heat Transfer-Japanese Research* **6**(2) 69-74.

[36]Nakayama and Xu (1983) Enhanced fins for air-cooled heat exchanger-Heat transfer and friction factor correlations. ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference Proceedings, March 20-24, Honolulu, Hawaii, pp. 495-502.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

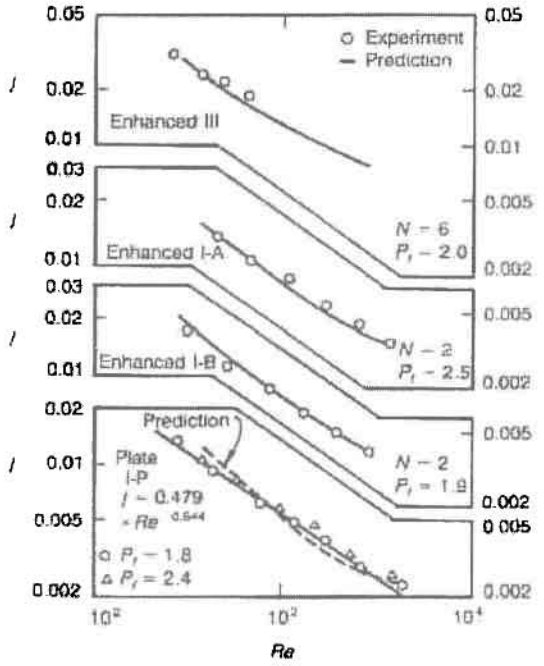


Σχήμα 2-19: Γεωμετρία ενισχυμένου πτερυγίου[36].

Στη γραφική παράσταση που ακολουθεί, φαίνεται μια καλή συμφωνία ανάμεσα στην παραπάνω σχέση και τα πειραματικά δεδομένα για 3 διαφορετικές επιφάνειες πτερυγίων τύπου strip και μια επίπεδη επιφάνεια πτερυγίου.

Η επιφάνεια Ι έχει 3 λωρίδες σε κάθε ενισχυμένη ζώνη και 2 σειρές αυλών, ενώ η επιφάνεια ΙΙΙ έχει 4 λωρίδες και 6 σειρές αυλών. Η επιφάνεια Ι διαιρείται σε 2 επιφάνειες με διαφορετικό βήμα πτερύγωσης, 2.5 mm για την I-A και 1.9 mm για την I-B. Επίσης, αναπαρίσταται η ικανότητα ενίσχυσης σε σύγκριση με τα επίπεδα πτερύγια. Για παράδειγμα, ο συντελεστής j για την επιφάνεια ΙΙΙ είναι 150% μεγαλύτερος από του επίπεδου πτερυγίου, για αριθμό Reynolds 1000.

Άλλοι ερευνητές έχουν χρησιμοποιήσει αριθμητικές μεθόδους για να μοντελοποιήσουν τη μετάδοση θερμότητας από αυτό τον τύπο πτερυγίου. Αυτές οι μελέτες έχουν εφοδιάσει τους σχεδιαστές με πολύτιμες πληροφορίες για είδη ροής και φαινόμενα ροής[37,38]. Ωστόσο, εξαιτίας της πολύπλοκης φύσης της μετάδοσης θερμότητας και των ροών στα πτερύγια αυτά, απαιτείται επιπρόσθετη εργασία πριν οι αριθμητικές μέθοδοι χρησιμοποιηθούν στο σχεδιασμό.



Σχήμα 2-20: Σύγκριση προβλεπόμενων παραγόντων j με πειραματικά δεδομένα[36].

2.3.5. ΜΕΤΑΔΟΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΓΙΑ ΣΠΕΙΡΕΣ ΜΕ ΥΓΡΑΣΙΑ

Στα σημεία που η θερμοκρασία της επιφάνειας της σπείρας του εξατμιστήρα πέφτει κάτω από το σημείο δρόσου του αέρα, η υγρασία του αέρα συμπυκνώνεται.

[37]Kadambi, Giansante (1982) The effect of lances on finned-tube heat exchanger performance. *ASHRAE Trans*. No. 2741, pp. 85-95.
[38]Bemisderfer (1987) Heat transfer: A contemporary analytical tool for developing improved heat transfer surfaces. *ASHRAE Trans*. **93**(1).

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Κάτω από αυτές τις συνθήκες, η επιφάνεια της σπείρας από την πλευρά του αέρα υγραίνεται και ο εξατμιστήρας αναφέρεται ως υγρή σπείρα (wet, moist). Η σπείρα του εξατμιστήρα τώρα εξυπηρετεί τη διπλή λειτουργία της ψύξης και αφύγρανσης του αέρα. Ανάλογα με τις τοπικές διακυμάνσεις της θερμοκρασίας από την πλευρά του αέρα και την αρχική του υγρασία, υγραίνεται είτε ένα τμήμα της σπείρας είτε ολόκληρη η σπείρα.

Λόγω της πολύπλοκης φύσης των υγρών σπειρών, μπορούν να γίνουν αρκετές παραδοχές κατά την εξαγωγή συσχετίσεων και εξισώσεων για ανάλυση. Οι προσεγγίσεις που έχουν γίνει διαφέρουν αρκετά μεταξύ τους. Μερικές από αυτές τις προσεγγίσεις είναι των Fischer and Rice[33], Threlkeld[39] και Stoecker and Jones[40]. Αντί για να παρουσιαστούν εξισώσεις, οι οποίες είναι πολύπλοκες και ποικίλουν ανάλογα με τις παραδοχές στις οποίες στηρίζονται, θα γίνει μόνο μια γενική συζήτηση για την απομάκρυνση της υγρασίας και την αφύγρανση.

Η παρουσίαση υγρασίας στις επιφάνειες από την πλευρά του αέρα επιδρά στη μετάδοση θερμότητας με 3 τρόπους. Πρώτον, το συμπύκνωμα της υγρασίας ενισχύει τη συναγωγή από τον αέρα στις επιφάνειες των πτερυγίων. Αυτή η ενίσχυση πιθανότατα οφείλεται στο ότι το στρώμα υγρασίας δημιουργεί μια ανώμαλη ή τραχειά επιφάνεια πάνω στη λεία επιφάνεια του πτερυγίου. Δυο παρόμοιες εξισώσεις, που είναι διαθέσιμες στη βιβλιογραφία, και λαμβάνουν υπόψη αυτή την ενίσχυση, είναι οι εξής[41]:

$$h_{wet} = h_{dry} 0.367 V_a^{0.101} \quad \textbf{2-37}$$

και[42]:

$$h_{wet} = h_{dry} 0.555 V_a^{0.101} \quad \textbf{2-38}$$

Δεύτερον, η παρουσία ενός στρώματος νερού στην επιφάνεια του πτερυγίου προσθέτει επιπλέον θερμική αντίσταση στο μονοπάτι της μετάδοσης θερμότητας. Η θερμική αγωγιμότητα και το πάχος του στρώματος του νερού, μπορούν να χρησιμοποιηθούν για τον προσεγγιστικό υπολογισμό αυτής της αντίστασης. Το πώς ενσωματώνεται αυτή η αντίσταση στο μονοπάτι της ροής της θερμότητας, ποικίλει από μελέτη σε μελέτη. Για παράδειγμα, η μελέτη του Threlkeld[39], χρησιμοποιεί τη θερμική αγωγιμότητα του νερού και το πάχος του πτερυγίου, για να τροποποιήσει το συντελεστή μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του αέρα. Το πάχος του στρώματος του νερού μπορεί να είναι δύσκολο να προσδιοριστεί. Ωστόσο, αφού η θερμική αντίσταση που οφείλεται στο νερό είναι μικρή, τα λάθη στον υπολογισμό αυτό θα είναι δευτερεύουσας σημασίας για τον υπολογισμό της μετάδοσης θερμότητας.

Τρίτον, επειδή η μετάδοση θερμότητας συμβαίνει και ως αποτέλεσμα της μετακίνησης υγρασίας και της επακόλουθης συμπύκνωσης στην επιφάνεια της σπείρας, η συγκέντρωση υδρατμού αποτελεί επίσης ωθούσα δύναμη για μετάδοση θερμότητας. Όπως και σε άλλα φαινόμενα σε υγρές σπείρες, μπορούν να γίνουν αρκετές παραδοχές και διαφορετικές προσεγγίσεις. Για παράδειγμα, ο Threlkeld[39] ορίζει τον ολικό συντελεστή μετάδοσης θερμότητας σε όρους διαφοράς ενθαλπίας

[39]Threlkeld (1970) *Thermal Environmental Engineering*. Prentice Hall, Englewood Cliffs, N.J.
[40]Stoecker and Jones (1986) *Refrigeration and Air Conditioning*. McGraw-Hill, New York.
[41]Myers (1967) The effect of dehumidification on the air-side heat transfer coefficient for a finned tube coil. Master's thesis, University of Minnesota.
[42]Hiller and Glicksman (1979) Improving heat pump performance via compressor capacity control-Analysis and test, Vols. 1 and 2, MIT Energy Laboratory Report MIT-EL 76-0001 and MIT-EL 76-002, Cambridge, Mass.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

και όχι σε όρους διαφοράς θερμοκρασίας αέρα. Η μέση διαφορά ενθαλπίας υπολογίζεται από μέση λογαριθμική ενθαλπική διαφορά, που είναι συνάρτηση του συνδυασμού των πραγματικών ενθαλπιών του ρεύματος του αέρα και φανταστικών ενθαλπιών κορεσμένου ρεύματος αέρα.

Σημειώνεται, ότι αν μόνο ένα μέρος της σπείρας είναι υγρό, τότε μπορεί να διαιρεθεί σε 2 τμήματα. Το υγρό τμήμα της σπείρας μπορεί να αναλυθεί λαμβάνοντας υπόψη τα φαινόμενα που περιγράφηκαν νωρίτερα, ενώ το στεγνό κομμάτι μπορεί να αναλυθεί με τις συμβατικές προσεγγίσεις.

2.3.6. ΜΕΤΑΔΟΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΑΠΟ ΤΗ ΣΠΕΙΡΑ ΜΕΣΩ ΣΤΡΩΜΑΤΟΣ ΠΑΓΟΥ

Αν η θερμοκρασία της επιφάνειας του εξατμιστήρα από την πλευρά του αέρα πέσει κάτω από το σημείο πήξης του νερού, θα αρχίσει ο σχηματισμός κρούστας πάγου. Ο σχηματισμός πάγου μειώνει την ικανότητα του εξατμιστήρα, προσθέτοντας εξτρά θερμική αντίσταση, λόγω της αγωγής διαμέσου του στρώματος πάγου. Εφόσον μειώνεται το κανάλι ροής ανάμεσα στα πτερύγια, περιορίζεται και η ροή του άερα στις σπείρες. Εν συνεχεία, ο συντελεστής συναγωγής από την πλευρά του αέρα μειώνεται και η πτώση πίεσης στις σπείρες αυξάνεται. Η δημιουργία πάγου είναι μεταβατικό φαινόμενο, με την έννοια ότι σχηματίζεται πάγος, ώσπου ένας 'μηχανισμός απόψυξης' ξεκινά.

Οι Kondepudi and O'Neal[43] έχουν διεξάγει λεπτομερή έρευνα και αξιολόγηση της βιβλιογραφίας που ασχολείται με το φαινόμενο αυτό. Έχουν διατυπώσει αρκετές παρατηρήσεις:

1. Ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του αέρα αυξάνεται κατά την έναρξη δημιουργίας πάγου, εξαιτίας της αυξημένης τραχύτητας της επιφάνειας. Ωστόσο, η αύξηση της θερμικής αντίστασης του στρώματος πάγου, σύντομα αντισταθμίζει την επίδραση της τραχύτητας της επιφάνειας, και ο ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας μειώνεται.
2. Η δημιουργία πάγου είναι πιο έντονη στο μπροστά μέρος.
3. Για καλύτερη αντιμετώπιση του προβλήματος και αύξηση της απόδοσης, στην περίπτωση δημιουργίας πάγου, συστήνεται πλατύτερο διάκενο πτερύγωσης. Καλύτερη λύση είναι η χρησιμοποίηση σπείρας με μεταβλητό διάκενο πτερυγώσεων, με το διάκενο να αυξάνει κατάντη της ροής.
4. Η αποτελεσματικότητα των πτερυγίων αυξάνεται από την έναρξη δημιουργίας πάγου, λόγω πιο ομοιόμορφης θερμοκρασιακής κατανομής στο πτερύγιο. Στη συνέχεια προσεγγίζεται μια σταθερή τιμή.

Λόγω της έλλειψης συσχετίσεων ή μη επεξεργασμένων δεδομένων στη διεθνή βιβλιογραφία σχετικά με το ζήτημα δημιουργίας πάγου, ο σχεδιαστής συχνά αναγκάζεται να χρησιμοποιεί απλές γεωμετρίες, όπως κύλινδροι και πλάκες. Μια από τις ελάχιστες συσχετίσεις που είναι διαθέσιμες στη βιβλιογραφία, είναι του O'Neal[44]. Για αριθμούς Reynolds<15900, το στρώμα πάγου που αναπτύσσεται σε χιλιοστά, είναι:

$$x_f = 0.015\,\mathrm{Re}^{0.393}\, t^{0.663}\left(-T_p\right)^{0.705}\left(w_a - w_o\right)^{0.098} \quad \textbf{2-39}$$

Για αριθμούς Reynolds>15900:

[43]Kondepudi and O'Neal (1987) The effects of frost growth on extended surface heat exchanger performance: a review. ASHRAE Annual Meeting, June 27-July 1, Nashville, Tenn.

[44]O'Neal (1982) The effect of frost formation on the performance of a parallel plate heat exchanger. Ph. D. thesis, Purdue University.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

$$x_f = 0.712t^{0.582}\left(-T_p\right)^{0.705}\left(w_a - w_o\right)^{0.098} \quad \textbf{2-40}$$

Η παραπάνω συσχέτιση μπορεί να χρησιμοποιηθεί από το σχεδιαστή, ώστε να προσεγγίσει το πάχος του στρώματος πάγου ως συνάρτηση του χρόνου. Η επιπλέον θερμική αντίσταση λόγω της μετάδοσης θερμότητας με αγωγή διαμέσου του στρώματος πάγου, ή οι αλλαγές στο ρυθμό ροής του αέρα, λόγω περιορισμών στα κανάλια, μπορούν να υπολογιστούν με τη βοήθεια της συσχέτισης.

Αναφέρθηκε νωρίτερα, ότι η δημιουργία πάγου επηρεάζει το συντελεστή μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του αέρα, επειδή ο αρχικός σχηματισμός πάγου αυξάνει την τραχύτητα της επιφάνειας των πτερυγίων. Πειραματικές μελέτες έδειξαν ότι αυτή η αύξηση μπορεί να διαρκέσει για μερικά λεπτά, ώσπου άλλοι παράγοντες, όπως περιορισμοί στη ροή, αναγκάσουν το συντελεστή μετάδοσης θερμότητας να μειωθεί. Μια μελέτη του O'Neal[44] για παράλληλες πλάκες με έναρξη δημιουργίας πάγου, έδειξε ότι μια συσχέτιση όμοια με τη γνωστή εξίσωση των Dittus-Boelter, με το συντελεστή να αλλάζει από 0.023 σε 0.034, μπορεί να συσχετίσει τα πειραματικά δεδομένα. Τα αποτελέσματα αυτά δείχνουν ότι απουσία επιπλέον δεδομένων ή συσχετίσεων, μια πιθανή προσέγγιση για ένα σχεδιαστή είναι να αυξήσει κατά 50% το συντελεστή μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του αέρα, για να λάβει υπόψη την αύξηση της τραχύτητας της επιφάνειας κατά την έναρξη της δημιουργίας πάγου.

2.3.7. ΣΥΝΑΡΜΟΓΗ ΤΩΝ ΠΤΕΡΥΓΙΩΝ ΚΑΙ ΑΝΤΙΣΤΑΣΗ ΘΕΡΜΙΚΗΣ ΕΠΑΦΗΣ

Στις σπείρες της ψύξης και του κλιματισμού, τα πτερύγια προσκολλώνται στους αυλούς, επεκτείνοντας τους αυλούς είτε μηχανικά είτε υδραυλικά μέσα στο δακτύλιο του πτερυγίου. Ως αποτέλεσμα, η ασυνέχεια στην περιοχή που τα πτερύγια ενώνονται με τη στρογγυλή επιφάνεια των αυλών εισάγει θερμική αντίσταση στο μονοπάτι μετάδοσης θερμότητας μεταξύ του αέρα και του ψυκτικού. Συγκρινόμενη με την ολική θερμική αντίσταση, η θερμική αντίσταση επαφής στην ασυνέχεια μπορεί να ποικίλει από 5% ως 50%. Το εύρος είναι τόσο μεγάλο, λόγω διαφορετικών εφαρμογών και κατασκευαστικών διαφορών. Οι κατασκευαστές επιλέγουν διαφορετικές ανοχές και χρησιμοποιούν διαφορετικές κατεργασίες για τη συναρμογή του πτερυγίου στον αυλό.

Οι πιο πολλοί κατασκευαστές εναλλακτών θερμότητας εφαρμόζουν εμπειροτεχνικές μεθόδους για τη σπείρα, ώστε να λάβουν υπόψη τη θερμική αντίσταση επαφής. Αυτή η τιμή μπορεί να εκτιμάται ως ποσοστό της ολικής θερμικής αντίστασης (π.χ. 15%), ή ως συγκεκριμένη τιμή θερμικής αντίστασης, ή ως τιμή θερμικής αγωγιμότητας επαφής (π.χ. 2000 Btu/(hr^{0}Fft^2)). Λόγω της ιδιωτικής εκμετάλλευσης στο σχεδιασμό και την κατασκευή της σπείρας, δεν υπάρχουν δημοσιευμένες πληροφορίες ή σχεδιαστικοί κανόνες για ποικίλες εφαρμογές. Ωστόσο, για λόγους κόστους, οι σπείρες που χρησιμοποιούνται για οικιακή ψύξη έχουν γενικά μεγαλύτερη τιμή θερμικής αντίστασης επαφής από τις σπείρες αέρα που χρησιμοποιούνται σε βιομηχανικά συστήματα κλιματισμού.

Μια από τις ελάχιστες γενικευμένες συσχετίσεις της βιβλιογραφίας, που δεν απαιτεί πληροφορία για τις κατεργασίες που χρησιμοποιήθηκαν, αναπτύχθηκε από τους Wood et al.[45], που βασίστηκαν σε διαδικασία που προτάθηκε από τον Eckels[46]

[45]Wood, Sheffield and Sauer (1987) Thermal contact conductance of finned tubes: A generalized correlation. ASHRAE Annual Meeting, June 27-July 1, Nashville, Tenn.

[46]Eckels (19xx) Contact conductance of mechanical expanded plate finned tube heat exchangers. Westinghouse Research Laboratories, Scientific Paper 77-1E9, SURCO-P1.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

και από πειραματικά δεδομένα από 31 σπείρες. Η εξίσωση που προέκυψε σε όρους θερμικής αγωγιμότητας (contact conductance), h_c, (που είναι το αντίστροφο της θερμικής αντίστασης επαφής) είναι:

$$h_c = e^{[a+bx]} \quad \textbf{2-41}$$

όπου α=7.247, b=3861.00 και

$$x = \frac{t}{\left(t_{fpi} - 1\right)^2 OD} \quad \textbf{2-42}$$

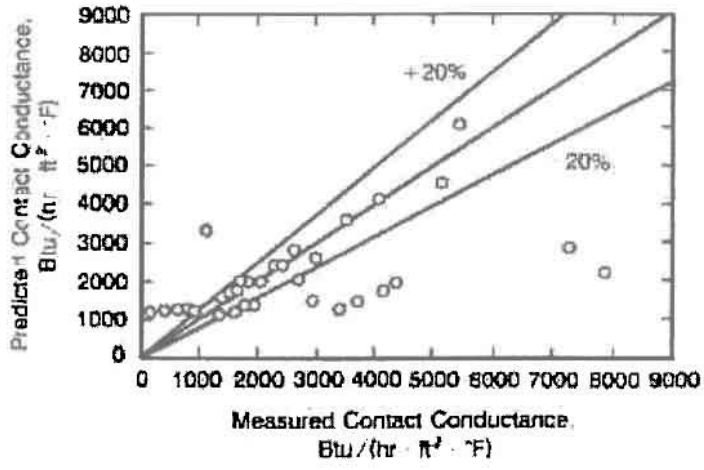
Οι μονάδες του h_c είναι [Btu/(hr^{0}Fft^2)]. Χρησιμοποιώντας την ίδια βάση δεδομένων των 31 σπειρών, ο Wood et al.[45] εξήγαγε μια πιο γενική εξίσωση που απαιτεί γνώση της διαμέτρου του αυλού πριν και μετά τη διαδικασία εκτόνωσης. Η εξίσωση που προέκυψε, είναι:

$$h_c = \exp\left\{6.092 + 2.889\left[(I * fpi\frac{d}{OD})^{0.75}(t * fpi)^{1.25}\right]\right\} \quad \textbf{2-43}$$

όπου t [inches] και I είναι η παρεμβολή αυλού – δακτυλίου:

$$I = \frac{d_o + 2t_w - d_h}{2} \quad \textbf{2-44}$$

Μια ένδειξη της ακρίβειας υπολογισμού της θερμικής αντίστασης επαφής με χρήση της εξίσωσης αυτής φαίνεται στην επόμενη γραφική παράσταση. Στο σχήμα αυτό, περίπου 50% των δεδομένων μπορούν να προβλεφθούν μέσα στα όρια + 20% που φαίνονται. Επιπλέον, φαίνεται ότι από τις 31 σπείρες που ελέγχθηκαν, πιο πολλές από τις μισές είχαν θερμικές αγωγιμότητες μικρότερες από 1000 Btu/(hr^{0}Fft^2), υποδηλώνοντας υψηλότερες θερμικές αντιστάσεις επαφής.



Σχήμα 2-21: Σύγκριση προβλεπόμενης και μετρούμενης θερμικής αγωγιμότητας[45].

Αν οι παραπάνω εξισώσεις δεν μπορούν να χρησιμοποιηθούν επειδή συγκεκριμένες παράμετροι είναι άγνωστες, τότε με βάση τα δεδομένα του διαγράμματος, μια τιμή της τάξης των 2500 Btu/(hr^{0}Fft^2), είναι μια μέση τιμή θερμικής αγωγιμότητας, που μπορεί να χρησιμοποιείται σε υπολογισμούς. Σημειώνεται ξανά, ότι οι παραπάνω εξισώσεις και το διάγραμμα είναι για μεγαλύτερες σπείρες κλιματισμού, που γενικά έχουν πιο σφιχτή επαφή ανάμεσα στο

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

πτερύγιο και τον αυλό, τουλάχιστον συγκρινόμενα με μικρότερες και πιο φτηνές (οικιακές) σπείρες ψύξης.

2.3.8. ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ: ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΟΛΙΚΟΥ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΓΙΑ ΣΠΕΙΡΑ ΕΞΑΤΜΙΣΤΗΡΑ

Στο σημείο αυτό, θα εκτελεστεί ένας υπολογισμός για να επιδειχθεί η χρήση των εξισώσεων και της μεθοδολογίας που παρουσιάστηκε στο κεφάλαιο, με έμφαση στο τμήμα που περιγράφει τη λειτουργία του εξατμιστήρα. Πολλές από τις εξισώσεις που χρησιμοποιούνται στο παράδειγμα, βρίσκουν εφαρμογή και στην επόμενη ενότητα.

Οι διαστάσεις της σπείρας, οι συνθήκες ροής (και για το ψυκτικό R-134a και για τον αέρα) και οι γεωμετρικές παράμετροι, έχουν ως εξής:

- Εσωτερική διάμετρος αυλού: $\mathbf{D_i=0.00826\ m}$
- Εξωτερική διάμετρος αυλού: $\mathbf{D_o=0.00952\ m}$
- Πλάτος εναλλάκτη: **1.25 m**
- Αριθμός σειρών: **4**
- Αριθμός ανεξάρτητων κυκλωμάτων: **4**
- Οριζόντιο διάκενο αυλών: **0.0222 m**
- Κατακόρυφο διάκενο αυλών: **0.025 m**
- Αριθμός αυλών κάθετων στη διεύθυνση ροής του αέρα: **12**
- Αριθμός αυλών κατά μήκος της διεύθυνσης ροής του αέρα: **4**
- Πάχος πτερυγίου: $\mathbf{1.6154*10^{-4}}$
- Βήμα πτερύγωσης: $\mathbf{551.18\ m^{-1}}$
- Επιφάνεια πτερυγίων/ολική εξωτερική επιφάνεια: **0.948**
- Ελεύθερη επιφάνεια ροής αέρα/μετωπική επιφάνεια: **0.5466**
- Παροχή ψυκτικού: **19.3 Kg/hr** (ανά μονοπάτι αυλού)
- Θερμοκρασία εισόδου ψυκτικού: $\mathbf{-5^0C}$
- Ποιότητα εισόδου ψυκτικού: **0.1**
- Συνθήκες εξόδου ψυκτικού: $\mathbf{0^0C}$, **υπέρθερμο**
- Ταχύτητα αέρα: **2 m/sec**
- Θερμοκρασία εισόδου αέρα: $\mathbf{15^0C}$

Επίλυση:

Ο ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας (εξίσωση 2-1) μπορεί να απλοποιηθεί υποθέτοντας αποτελεσματικότητα πτερυγίου, φ, ίση με 100% και αγνοώντας τις θερμικές αντιστάσεις που σχετίζονται με το τοίχωμα του αυλού και τις αποθέσεις εσωτερικά και εξωτερικά του αυλού. Η εξίσωση που θα προκύψει, είναι:

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_{pi}h_i} + \frac{1}{h_o} + \frac{A_o}{h_c A_{po}}}$$

Οι λόγοι επιφανειών στην παραπάνω εξίσωση υπολογίζονται ως εξής:

$$\frac{A_o}{A_{po}} = \frac{1}{1-0.948} = 19.23$$

$$\frac{A_o}{A_{pi}} = \frac{A_o}{A_{po}}\frac{A_{po}}{A_{pi}} = \frac{A_o}{A_{po}}\frac{D_o}{D_i} = 19.23\frac{0.00952}{0.00826} = 22.16$$

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας, h_l, για την εξάτμιση μέσα στους αυλούς, υπολογίζεται από την εξίσωση του Kandlikar (2-21). Σημειώνεται, ότι θα μπορούσαν να χρησιμοποιηθούν και οι υπόλοιπες συσχετίσεις που παρουσιάστηκαν στο κεφάλαιο. Οι ιδιότητες του R-134a (και του R-12) λαμβάνονται από τον επόμενο πίνακα (Kakac[1]):

Ιδιότητα	R-134a	R-12
Πυκνότητα υγρού [Kg/m^3]	1308	1417
Πυκνότητα ατμού [Kg/m^3]	12.2	15.4
Ενθαλπία εξάτμισης [KJ/Kg]	202.3	153.9
Πίεση κορεσμού [Mpa]	0.243	0.261
Ιξώδες υγρού [μPa*s]	301	284
Ιξώδες ατμού [μPa*s]	12.2	11.3
Θερμική αγωγιμότητα ατμού [mW/mK]	11.77	8.01
Θερμική αγωγιμότητα υγρού [mW/mK]	98.1	80.8
Ειδική θερμότητα υγρού [KJ/(KgK)]	1.297	0.922
Ειδική θερμότητα ατμού [KJ/(KgK)]	0.868	0.629
Prandtl υγρού	3.98	3.24
Prandtl ατμού	0.99	0.89

Οι αδιάστατοι αριθμοί της εξίσωσης του Kandlikar υπολογίζονται ως εξής:

- Αριθμός Βρασμού, Bo:

$$Bo = \frac{q}{Gi_{fg}} = \frac{7.4KW/m^2}{100Kg/(m^2s)202.3KJ/Kg} = 3.64*10^{-4}$$

- Αριθμός Συναγωγής, Co:

$$Co = (\frac{1-x}{x})^{0.8}(\frac{\rho_g}{\rho_l})^{0.5} = \left(\frac{1-0.5}{0.5}\right)^{0.8}\left(\frac{12.2Kg/m^3}{1308Kg/m^3}\right)^{0.5} = 0.096$$

- Αριθμός Froude, Fr:

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_l^2 gD} = \frac{[100Kg/(m^2s)]^2}{(1300Kg/m^3)^2(9.8m/s^2)(0.00826m)} = 0.0722$$

- Αριθμός Reynolds για όλο το υγρό, Re_l:

$$\mathrm{Re}_l = \frac{G(1-x)D}{\mu_l} = \frac{[100Kg/(m^2s)](1-0.5)(0.00826m)}{301*10^{-6}Pa*s(\frac{Kgm}{s^2m^2Pa})} = 1372$$

Ο συντελεστής συναγωγής για την υγρή φάση υπολογίζεται από την εξίσωση:

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

$$h_l = 0.023[\frac{G(1-x)D}{\mu_l}]^{0.8} \frac{\mathrm{Pr}_l^{0.4} k_l}{D} = 0.023(1372)^{0.8} 3.98^{0.4} \frac{[0.0981W/(mK)]}{0.00826m} =$$

$153.6W/(m^2K)$

Από την εξίσωση 2-21 υπολογίζεται ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας κατά την εξάτμιση. Οι συντελεστές C_1 ως C_6 έχουν παρουσιαστεί νωρίτερα και F_{fl}=1.5 για το R-134a.

$$\frac{h_{TP}}{h_l} = c_1(Co)^{c_2}(25Fr_l)^{c_5} + c_3(Bo)^{c_4} F_{fl} \Rightarrow$$

$$h_{TP} = 153.6 \frac{W}{m^2K}\left[1.136 * 0.0966^{-0.9}(25 * 0.0722)^{0.3} + 667.2(3.64 * 10^{-4})^{0.7} 1.5\right.$$

$$= 2048W/(m^2K)$$

Η τιμή που υπολογίστηκε βρίσκεται σε συμφωνία με την τιμή του διαγράμματος 2-9 για χ=0.5. Ο εξωτερικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας, h_o, μπορεί να υπολογιστεί από την 2-32, όπου οι ιδιότητες του αέρα βασίζονται στη μέση θερμοκρασία του μέσα στη σπείρα. Επειδή αυτή η μέση θερμοκρασία του αέρα απαιτεί επαναληπτική διαδικασία, που είναι μέρος του σχεδιαστικού προβλήματος του εναλλάκτη, η μέση θερμοκρασία του αέρα λαμβάνεται ίση με τη θερμοκρασία εισόδου του αέρα για αυτόν τον αρχικό υπολογισμό. Ο παράγοντας j από την εξίσωση αυτή είναι ($A/A_t = A_o/A_{po}$):

$$j = 0.0014 + 0.2618\,\mathrm{Re}_d^{-0.4}\left(\frac{A}{A_t}\right)^{-0.15} =$$

$$0.0014 + 0.2618\left[\frac{(1.1054Kg/m^3)(2m/s)(0.00952m)}{[178.6 * 10^{-7} Kg/(ms)]}\right]^{-0.4} (19.23)^{-0.15} \Rightarrow$$

$$j = 0.01133$$

Ο εξωτερικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας υπολογίζεται από τον παράγοντα j, ως εξής:

$$j = St\,\mathrm{Pr}^{2/3} = \frac{h}{\rho v c_p}\mathrm{Pr}^{2/3}$$

Λύνοντας ως προς τον εξωτερικό συντελεστή, h_o:

$$h_o = \frac{j\rho v c_p}{\mathrm{Pr}^{2/3}} = 33.3W/(m^2K)$$

Η τελική μεταβλητή που απαιτείται για τον υπολογισμό του ολικού συντελεστή μετάδοσης θερμότητας είναι η αντίσταση θερμικής επαφής για την περιοχή που τα πτερύγια ενώνονται μηχανικά με το τοίχωμα του αυλού. Η τιμή των

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

2500 Btu/(hr^{0}Fft^2), που προτείνεται στη θεωρία που προηγήθηκε, είναι κατάλληλη να χρησιμοποιηθεί. Αυτή η θερμική αγωγιμότητα σε μονάδες SI, είναι:

$$h_c = 14195 W/(m^2 K)$$

Ο ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας υπολογίζεται ως εξής:

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_{pi} h_i} + \frac{1}{h_o} + \frac{A_o}{h_c A_{po}}} = 71.3 W/(m^2 K)$$

2.4. ΣΠΕΙΡΕΣ ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΗ

2.4.1. ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΚΑΙ ΕΙΔΙΚΕΣ ΘΕΩΡΗΣΕΙΣ

Οι σπείρες του συμπυκνωτή συνήθως αποτελούνται από διατάξεις χάλκινων αυλών που διεισδύουν σε δεξιές γωνίες σε σφιχτές στοίβες από πλάκες αλουμινίου. Αυτές οι πλάκες παρέχουν σύστημα συνεχών πτερυγώσεων για τη βελτίωση της μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του αέρα. Αυτή η προσέγγιση είναι παρόμοια με την προσέγγιση που χρησιμοποιείται για την κατασκευή σπειρών εξατμιστήρα, που περιγράφηκε προηγουμένως. Μπορούν να βρεθούν και αποκλίσεις σε αυτή τη διευθέτηση, όπως κυκλώματα αυλών που αποτελούνται από αναπόσπαστα ακανθώδη (περίπλοκα) πτερύγια από αλουμίνιο, που τυλίγονται γύρω από το χάλκινο αυλό. Στη διευθέτηση αυτή, δεν υπάρχουν θερμικές γέφυρες μεταξύ των αυλών, επειδή η ραχοκοκκαλιά του ενός αυλού δεν έχει επαφή με άλλους αυλούς. Για σπείρες με πτερύγια πλακών, τα πτερύγια διατάσσονται συνήθως με πυκνότητα από 8 ως 18 πτερύγια ανά ίντσα (3.2 ως 1.4 mm διάκενο). Τυπικές εξωτερικοί διάμετροι (O.D.) αυλών έχουν εύρος από 1/4 ως 3/4 in (6 ως 20 mm). Το πλεονέκτημα των αυλών μικρότερης διαμέτρου είναι ότι μειώνουν τη γόμωση ψυκτικού.

Αν και οι αερόψυκτες σπείρες του συμπυκνωτή μπορούν να ψυχθούν από φυσική συναγωγή, συνήθως εφοδιάζονται με ανεμιστήρες. Οι ανεμιστήρες τύπου προπέλας συνήθως χρησιμοποιούνται αν ο συμπυκνωτής είναι εγκατεστημένος σε εξωτερικό χώρο, ενώ φυγοκεντρικοί ανεμιστήρες χρησιμοποιούνται όταν ο αέρας κατευθύνεται στο συμπυκνωτή μέσα από αγωγό. Οι απαιτήσεις σε αέρα ποικίλουν από 600 ως 1200 cfm ανά τόνο (80 ως 160 L/s ανά KW). Οι απλές μονάδες συμπυκνωτών σπείρας σχεδιάζονται για μερικές εκατοντάδες τόνους. Τα μεγαλύτερα συστήματα ψύξης και κλιματισμού χρησιμοποιούν πολλαπλούς συμπυκνωτές συνδεδεμένους παράλληλα.

Τα κυκλώματα σπειρών διευθετούνται με τέτοιο τρόπο ώστε ο υπέρθερμος ατμός να εισέρχεται στην κορυφή και το υπόψυκτο υγρό να εξέρχεται κοντά στον πάτο. Αυτή η προσέγγιση βοηθά στην κυκλοφορία του λαδιού. Ακόμη πιο σημαντικό είναι ότι διατηρεί ένα υγρό παρέμβυσμα στην έξοδο της σπείρας, ενώ χρησιμοποιεί τη βαρύτητα ως βοηθητικό παράγοντα στην κυκλοφορία του ψυκτικού. Η διευθέτηση από την πλευρά του αέρα είναι τέτοια, ώστε ο αέρας ρέει διασχίζοντας τους αυλούς σε σταυρωτή ροή. Το ολικό κύκλωμα σωληνώσεων είναι συνήθως διευθετημένο με τρόπο, ώστε το ψυκτικό να εισέρχεται κατάντη (downstream) της πλευράς του αέρα και να εξέρχεται ανάντη (upstream) της πλευράς του αέρα. Αυτή η προσέγγιση δημιουργεί ένα τύπο αντιρροής για τον αέρα και το ψυκτικό.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Ο αριθμός των ξεχωριστών κυκλωμάτων αυλών και ο αριθμός των περασμάτων για κάθε κύκλωμα βασίζονται στην ύπαρξη ικανής παροχής σε κάθε κύκλωμα για να είναι ικανοποιητική η μετάδοση θερμότητας μέσα στους αυλούς, ενώ θα περιορίζεται και η πτώση πίεσης στο ψυκτικό. Η πτώση πίεσης από την πλευρά του ψυκτικού είναι καταστρεπτική, επειδή έχει ως συνέπεια τη μείωση της διαφοράς θερμοκρασίας μεταξύ των 2 ρευστών. Μια βέλτιστη διευθέτηση της σπείρας μπορεί να περιέχει πολλαπλά κυκλώματα που συνδέονται κατάντη, στην περιοχή χαμηλής ποιότητας, κοντά στην έξοδο. Στη διευθέτηση αυτή, ο μέγιστος αριθμός κυκλωμάτων βρίσκεται στην είσοδο του υπέρθερμου ατμού και ο ελάχιστος αριθμός στην έξοδο του υπόψυκτου υγρού.

2.4.2. ΟΜΟΙΟΤΗΤΕΣ ΜΕΤΑΞΥ ΣΠΕΙΡΑΣ ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΗ ΚΑΙ ΕΞΑΤΜΙΣΤΗΡΑ

Υπάρχουν αρκετές ομοιότητες ανάμεσα στον εξατμιστήρα σπειρών και συμπυκνωτή σπειρών που χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές ψύξης και κλιματισμού. Οι σπείρες κατασκευάζονται από παρόμοια υλικά, οι αυλοί από χαλκό και οι πλάκες από αλουμίνιο, και παρόμοιες τεχνικές χρησιμοποιούνται για τη σύνδεση πλακών και αυλών. Παρόμοιες τεχνικές ενίσχυσης της μετάδοσης θερμότητας χρησιμοποιούνται και στις δυο συσκευές για το ψυκτικό μέσα στους αυλούς (μικροπτερύγωση) και για τον αέρα που ρέει διαμέσου των πλακών, που είναι προσκολλημένες εξωτερικά των αυλών (πτερύγια με κυματώσεις ή louvered πτερύγια).

Λόγω αυτών των ομοιοτήτων, αρκετές ενότητες που παρουσιάστηκαν κατά την ανάλυση του εξατμιστήρα σπείρας, βρίσκουν άμεση εφαρμογή στο συμπυκνωτή σπείρας. Συγκεκριμένες ενότητες, που είναι εφαρμόσιμες στο συμπυκνωτή σπείρας, είναι οι ενότητες της μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του αέρα και οι ενότητες που αναφέρονται στη θερμική αντίσταση επαφής και τη συναρμογή των πτερυγίων. Από την πλευρά του ψυκτικού, όσα παρουσιάστηκαν νωρίτερα για τη μονοφασική ροή και την κυκλοφορία του λαδιού είναι επίσης εφαρμόσιμα. Αν και οι ίδιοι αυλοί μικροπτερυγώσεων χρησιμοποιούνται και για συμπύκνωση και για εξάτμιση, η επίδραση των μικροπτερυγώσεων στη μετάδοση θερμότητας είναι τελείως διαφορετική.

2.4.3. ΜΕΤΑΔΟΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΛΟΓΩ ΣΥΜΠΥΚΝΩΣΗΣ ΤΟΥ ΨΥΚΤΙΚΟΥ ΜΕΣΑ ΣΤΟΥΣ ΑΥΛΟΥΣ

Ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας για τη συμπύκνωση μέσα στους αυλούς πρέπει να υπολογιστεί πριν τον προσδιορισμό του ολικού συντελεστή μετάδοσης θερμότητας. Αρκετές συσχετίσεις, που είναι διαθέσιμες στη βιβλιογραφία, έχουν επαληθευθεί για ψυκτικά. Μερικές από αυτές τις συσχετίσεις περιγράφονται στη συζήτηση που ακολουθεί. Είναι οι συσχετίσεις του Travis et al.[47], Cavallini and Zecchin[48] και Shah[49]. Για τη μετάδοση θερμότητας στις περιοχές υπέρθερμου ατμού και υπόψυκτου υγρού του συμπυκνωτή, είναι εφαρμόσιμες οι μονοφασικές συσχετίσεις που συζητήθηκαν νωρίτερα για την εξάτμιση μέσα στους αυλούς.

ΣΥΣΧΕΤΙΣΗ TRAVIS ET AL.[47]

[47]Travis, Rohsenow and Baron (1972) Forced convection condensation inside tubes: a heat transfer equation for condenser design. *ASHRAE Trans.* **79** 157-165.

[48]Cavallini and Zecchin (1974) A dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation. *Proc. Fifth Int. Heat Transfer Conf.*, September 3-7, pp. 309-313.

[49]Shah (1979) A general correlation for heat trnsfer during film condensation inside pipes. *Int. J. Heat Mass Transfer* **22** 547-556.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Η συσχέτιση του Travis et al. αρχικά αναπτύχθηκε ως τμήμα της εκτεταμένης μελέτης της συμπύκνωσης των R-12 και R-22, δύο ψυκτικών που χρησιμοποιούνται ευρύτατα σήμερα. Η συσχέτιση, επίσης, επαληθεύτηκε επιτυχώς χρησιμοποιώντας τα ίδια δεδομένα των R-12 και R-22. Αυτή η εξίσωση, για τη συμπύκνωση μέσα στους αυλούς, προήλθε από την εφαρμογή της αναλογίας ορμής και μετάδοσης θερμότητας σε μοντέλο δακτυλιοειδούς ροής (annular flow). Η κατανομή της ταχύτητας στο δακτυλιοειδές φιλμ περιγράφεται από την παγκόσμια κατανομή ταχυτήτων του Von Karman. Τα ακτινικά gradients της θερμοκρασίας στην καρδιά του ατμού αγνοήθηκαν και στη διεπιφάνεια υγρού – ατμού υποτέθηκε θερμοκρασία κορεσμού. Ο διφασικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας που προκύπτει, είναι:

$$h_{TP} - \frac{k_l \Pr_l \mathrm{Re}_l^{0.9} F_1}{DF_2} \quad \textbf{2-45}$$

όπου:

$$\mathrm{Re}_l = \frac{G(1-x)D}{\mu_l} \quad \textbf{2-46}$$

και η αδιάστατη παράμετρος F_1:

$$F_1 = 0.15\left[\frac{1}{x_u} + \frac{2.85}{x_u^{0.476}}\right] \quad \textbf{2-47}$$

Ανάλογα με την τιμή του αριθμού Re_l, η αδιάστατη παράμετρος F_2, παίρνει τις ακόλουθες τιμές:

$$F_2 = 0.707 \Pr_l \mathrm{Re}_l^{0.5}, \mathrm{Re}_l \le 50 \quad \textbf{2-48}$$

$$F_2 = 5\Pr_l + 5\ln\left[1 + \Pr_l\left(0.09636\mathrm{Re}_l^{0.585} - 1\right)\right], 50 < \mathrm{Re}_l < 1125 \quad \textbf{2-49}$$

$$F_2 = 5\Pr_l + 5\ln(1 + 5\Pr_l) + 2.5\ln(0.00313\mathrm{Re}_l^{0.812}), \mathrm{Re}_l > 1125 \quad \textbf{2-50}$$

Η συσχέτιση αυτή έχει χρησιμοπιηθεί εκτεταμένα στο παρελθόν. Ωστόσο, 2 πιο πρόσφατες συσχετίσεις, που περιγράφονται πιο κάτω, είναι πιο εύκολες στην εφαρμογή, και επιπρόσθετα, έχουν δείξει να συσχετίζουν τα πειραματικά δεδομένα εξίσου καλά[13].

ΣΥΣΧΕΤΙΣΗ CAVALLINI AND ZECCHIN[48]

Οι Cavallini and Zecchin ανέπτυξαν μια ημιεμπειρική εξίσωση που έχει απλή μορφή και συσχτίζει τα ψυκτικά δεδομένα αρκετά καλά. Για την ανάπτυξη και επαλήθευση της συσχέτισης αυτής, χρησιμοποιήθηκαν δεδομένα για αρκετά ψυκτικά, όπως τα R-11, R-12, R-21, R-22, R-113 και R-114. Η βασική μορφή της συσχέτισης αναπτύχθηκε από μια θεωρητική ανάλυση, παρόμοια με αυτή που χρησιμοποιήθηκε από τους Travis et al.[47]. Η εξίσωση που πρότειναν οι Cavallini and Zecchin είναι:

$$h_{TP} = \frac{k_l}{D}0.05\mathrm{Re}_{eq}^{0.8}\Pr_l^{0.33} \quad \textbf{2-51}$$

όπου ο ισοδύναμος αριθμός Re_{eq} είναι:

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

$$\mathrm{Re}_{eq} = \mathrm{Re}_{\nu}\left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)\left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} + \mathrm{Re}_l \quad \textbf{2-52}$$

Η εξίσωση για τον Re_l παρουσιάστηκε λίγο πριν (2-46) και ο Re_v ορίζεται παρόμοια, ως εξής:

$$\mathrm{Re}_{\nu} = \frac{GxD}{\mu_v} \quad \textbf{2-53}$$

Η συσχέτιση των Cavallini and Zecchin έχει αρκετές ομοιότητες στη μορφή με όλες τις συσχετίσεις για μονοφασική τυρβώδη ροή (πχ. Εξίσωση Dittus-Boelter). Οι Cavallini and Zecchin επίσης πρότειναν ότι η εξίσωσή τους μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τον υπολογισμό των μέσων συντελεστών μετάδοσης θερμότητας ανάμεσα στην είσοδο και την έξοδο του συμπυκνωτή, με την προϋπόθεση ότι οι θερμοφυσικές ιδιότητες και η θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα στο τοίχωμα και το ρευστό δε μεταβάλλονται σημαντικά κατά μήκος του αυλού.

ΣΥΣΧΕΤΙΣΗ SHAH[49]

Η συσχέτιση του Shah αναπτύχθηκε με βάση μεγαλύτερο γκρουπ ρευστών (όπως το νερό) από ότι οι προηγούμενες συσχετίσεις. Αναπτύχθηκε, αποδεικνύοντας σχέση μεταξύ συμπύκνωσης και των προηγούμενων συσχετίσεων του Shah για μετάδοση θερμότητας κατά το βρασμό, εκτός βρασμού πυρήνων. Η προκύπτουσα εξίσωση είναι:

$$h_{TP} = h_l\left(1 + \frac{3.8}{z^{0.95}}\right) \quad \textbf{2-54}$$

όπου, ο μονοφασικός συντελεστής h_l υπολογίζεται από την εξίσωση 2-22 και η αδιάστατη παράμετρος z, είναι:

$$z = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.8} \mathrm{Pr}^{0.4} \quad \textbf{2-55}$$

Ο Shah επίσης πρότεινε την ολοκλήρωση αυτών των εξισώσεων κατά ένα μήκος του αυλού για να ληφθεί ο μέσος συντελεστής μετάδοσης θερμότητας στην περιοχή συμπύκνωσης.

$$h_{TPm} = \frac{1}{L}\int_0^L h_{TP}\,dL \quad \textbf{2-56}$$

Για την περίπτωση γραμμικής μεταβολής της ποιότητας από 100% σε 0%, το αποτέλεσμα είναι:

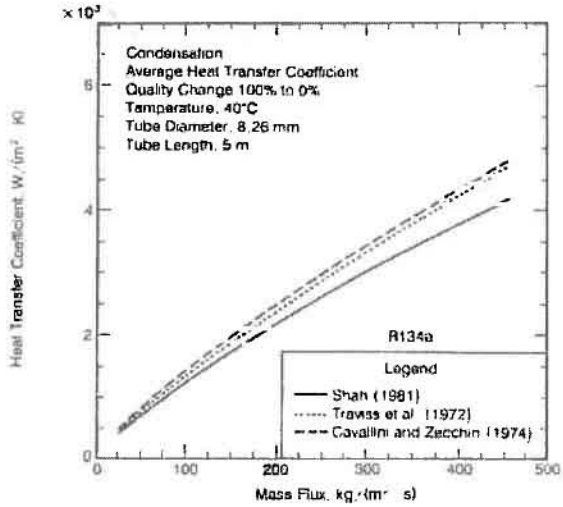
$$h_{TPm} = 0.55h_{l\phi} + \frac{2.08}{\mathrm{Pr}^{0.38}} \quad \textbf{2-57}$$

Τα αποτελέσματα αυτής της εξίσωσης διαφέρουν μόνο κατά 5% από την τιμή που λαμβάνεται, όταν μια μέση ποιότητα 50% χρησιμοποιείται στη συσχέτιση του Shah. Στο σχήμα που ακολουθεί συγκρίνονται οι τοπικοί συντελεστές μετάδοσης θερμότητας με τις 3 προηγούμενες συσχετίσεις. Το ψυκτικό που χρησιμοποιείται είναι το R-134a, που είναι ασφαλές για το όζον. Για τη σύγκριση αυτή, επιλέχθηκαν παροχή, διάμετρος και μήκος αυλού παρόμοια με έναν τυπικό συμπυκνωτή. Στο μεγαλύτερο μέρος του εύρους της ποιότητας, οι συσχετίσεις βρίσκονται σε συμφωνία, με μέγιστη απόκλιση μικρότερη από 20% μεταξύ τους. Οι τοπικοί συντελεστές

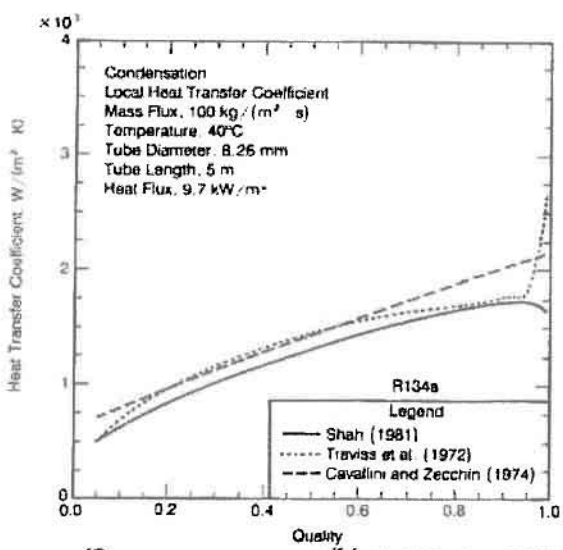
Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

μετάδοσης θερμότητας ελαττώνονται καθώς μειώνεται η ποιότητα, το οποίο είναι αποτέλεσμα της αύξησης του πάχους του δακτυλιοειδούς film καθώς η συμπύκνωση προχωρά από την είσοδο (υψηλή ποιότητα) του συμπυκνωτή, στην έξοδο (χαμηλή ποιότητα).

Σχήμα 2-22: Τοπικοί συντελεστές μετάδοσης θερμότητας για συμπύκνωση του R-134a μέσα σε αυλό.



Οι μέσοι συντελεστές μετάδοσης θερμόητας, που προκύπτουν από την εξίσωση 2-56 με ολοκλήρωση των τοπικών τιμών κατά μήκος του αυλού, σχεδιάζονται ως συνάρτηση της ποιότητας στο παρακάτω σχήμα. Και οι 3 συσχετίσεις δείχνουν καλή συμφωνία, ωστόσο 2 από τις συσχετίσεις συμφωνούν με εύρος απόκλισης 10%. Τα δεδομένα για το μέσο συντελεστή από αρκετές πειραματικές μελέτες του παρελθόντος έχουν προβλεφθεί[15,16] από αυτές τις 3 συσχετίσεις με απόκλιση $\pm$ 20%.



Σχήμα 2-23: Μέσοι συντελεστές μετάδοσης θερμότητας για συμπύκνωση του R-134a μέσα σε αυλό.

Όπως και στην εξάτμιση, οι συντελεστές μετάδοσης θερμότητας κατά τη συμπύκνωση, που υπολογίζονται από τις προηγούμενες συσχετίσεις, μπορούν να τροποποιηθούν για να ληφθεί υπόψη η παρουσία λιπαντικών. Όπως πριν, η εξίσωση παρουσιάζεται σε όρους παράγοντα ενίσχυσης, EF, που ορίζεται ως ο λόγος του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας για μίγματα ψυκτικού-λαδιού προς το συντελεστή για καθαρό ψυκτικό. Για συμπύκνωση μίγματος R-22 με SUS λάδι, η εξίσωση που εφαρμόζεται είναι[16]:

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

$$EF_{s'/s} = e^{-3.2W_o} \quad \textbf{2-58}$$

Οι δείκτες s και s΄ και η συγκέντρωση λιπαντικού Wo έχουν οριστεί νωρίτερα, κατά τη συζήτηση της εξάτμισης μέσα σε αυλό. Αντίθετα με την εξίσωση για την εξάτμιση, η τελευταία εξίσωση δεν είναι συνάρτηση της μαζικής παροχής και, επιπλέον, ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας για συμπύκνωση μέσα στους αυλούς πάντα μειώνεται με την προσθήκη λαδιού.

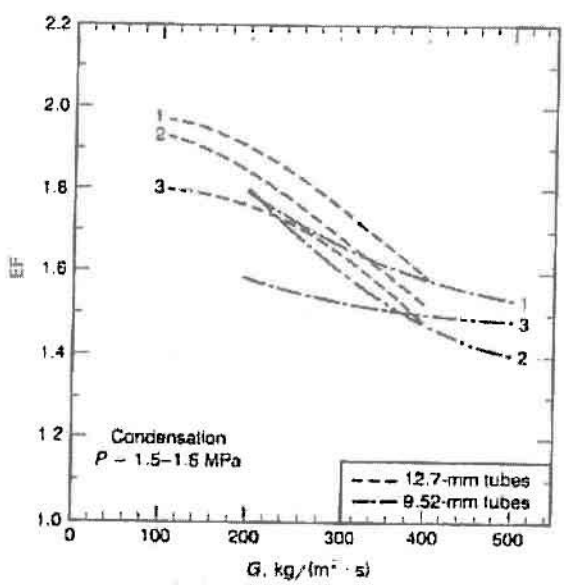
Μια παρόμοια συσχέτιση για R-22 και 300 SUS λάδι είναι[16]:

$$EF_{s'/s} = e^{-3\sqrt{W_o}} \quad \textbf{2-59}$$

Όπως αναφέρθηκε και πριν, οι τελευταίες 2 εξισώσεις είναι βολικές, από την άποψη ότι οι ιδιότητες του ψυκτικού δε χρειάζεται να τροποποιηθούν για να ληφθούν υπόψη αλλαγές λόγω της παρουσίας των λιπαντικών.

2.4.4. ΕΠΑΥΞΗΣΗ ΤΗΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΜΕΣΑ ΣΤΟΥΣ ΑΥΛΟΥΣ

Η πιο δημοφιλής μέθοδος επαύξησης της μετάδοσης θερμότητας κατά τη συμπύκνωση ψυκτικού μέσα σε αυλό, είναι η χρήση αυλών μικροπτερυγώσεων. Αυτός ο τύπος αυλού περιγράφηκε λεπτομερώς σε προηγούμενο σημείο του κεφαλαίου. Όπως και κατά την εξάτμιση, οι συντελεστές μετάδοσης θερμότητας κατά τη συμπύκνωση μέσα στους αυλούς, αυξάνονται 2 ή 3 φορές σε σύγκριση με τις τιμές για λείους αυλούς. Ξανά, η αύξηση της πτώσης πίεσης είναι σημαντικά μικρότερη από την αύξηση στη μετάδοση θερμότητας, σε αντίθεση με άλλους τύπους βελτιώσεων στο εσωτερικό των αυλών. Η ακόλουθη σχεδιαστική πληροφορία για αυλούς μικροπτερυγώσεων είναι για διαφορετικές γεωμετρίες μικροπτερυγώσεων και διαφορετικές διαμέτρους αυλών. Επίσης, περιγράφεται η επίδραση του λιπαντικού που αναμιγνύεται με το ψυκτικό.



Σχήμα 2-24: Παράγοντες ενίσχυσης[17,18] για συμπύκνωση σε 3 διαφορετικές γεωμετρίες αυλών με μικροπτερύγια και 2 διαφορετικές διαμέτρους.

Η απόδοση τριών διαφορετικών αυλών μικροπτερυγώσεων 3/8 in (9.52 mm) συγκρίνεται με την απόδοση 3 αυλών μικροπτερυγώσεων 1/2 in (12.7 mm) στο σχήμα[17,18]. Η σύγκριση γίνεται για το R-22. Ωστόσο, απουσία επιπρόσθετης πληροφορίας, τα αποτελέσματα μπορούν να εφαρμοστούν και σε άλλα ψυκτικά. Αυτοί οι ίδιοι 6 αυλοί περιγράφηκαν νωρίτερα (πίνακας 2-1), κατά τη συζήτηση της μετάδοσης θερμότητας κατά την εξάτμιση σε αυλούς μικροπτερυγώσεων. Από τη γραφική παράσταση, φαίνεται ότι οι παράγοντες ενίσχυσης (EF) για τους αυλούς

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

μεγαλύτερης διαμέτρου είναι ελαφρώς μεγαλύτεροι από ότι για τους αυλούς μικρότερης διαμέτρου. Ειδικότερα, για μαζική παροχή 300 Kg/(m^{2}s), που αναπαριστά μια παροχή όπου τα δεδομένα για τις 2 διαφορετικές διαμέτρους επικαλύπτονται, ο EF για τους αυλούς 1/2 in ποικίλει από 1.6 ως 1.8, ενώ ο ο EF για τους αυλούς 3/8 in ποικίλει από 1.5 ως 1.7. Λαμβάνοντας υπόψη το γεγονός ότι οι συγγραφείς αναφέρουν πειραματική αβεβαιότητα + 14% για τον EF, η επίδραση και της διαμέτρου του αυλού και της γεωμετρίας των μικροπτερυγίων είναι δευτερεύουσες, ως και αμελητέες. Αν ένας σχεδιαστής εκτελεί υπολογισμούς για μια από τις παραπάνω γεωμετρίες και διαμέτρους, τότε, για δεδομένες μαζικές παροχές, οι τιμές του EF μπορούν να επιλεγούν απευθείας από το διάγραμμα. Ωστόσο, αν απαιτούνται σχεδιαστικοί υπολογισμοί για άλλες διαμέτρους αυλών (όπως 3/4 in ή 1 in) ή για άλλες γεωμετρίες μικροπτερυγίων, το σχήμα μπορεί και πάλι να χρησιμοποιηθεί, απουσία περισσότερων δεδομένων απόδοσης.

Όπως και κατά το σχεδιασμό για εξάτμιση (Schlager et al.[20]), έτσι και για τη συμπύκνωση μέσα σε αυλό θα παρουσιαστούν δεδομένα για έναν πολύ κοινό αυλό με μικροπτερύγια. Όπως περιγράφηκε νωρίτερα, ο αυλός εξωτερικής διαμέτρου (O.D.) 9.52 mm (3.8 in) είχε 60 πτερύγια, με ύψος πτερυγίων 0.2 mm (0.008 in) και γωνίες ελίκωσης 18^0. Τα αποτελέσματα της συμπύκνωσης μέσα στον αυλό για μαζική παροχή 300 Kg/(m^{2}s) φαίνονται στον επόμενο πίνακα, για καθαρό R-22 και για συγκεντρώσεις λαδιού 1.25%, 2.5% και 5%. Αυτός ο πίνακας είναι ανάλογος του πίνακα 2-2 για εξάτμιση. Όπως δείχνει ο πίνακας, υπάρχει μικρή μείωση του EF, καθώς προστίθεται λάδι στο ψυκτικό. Ωστόσο, αυτή η αλλαγή είναι δευτερεύουσα. Στον πίνακα αυτό, δεν είναι τόσο φανερό το γεγονός ότι ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας κατά τη συμπύκνωση μέσα στον αυλό ελαττώνεται καθώς προστίθεται λάδι στο ψυκτικό. Για παράδειγμα, η μείωση στους συντελεστές μετάδοσης θερμότητας μπορεί να είναι μέχρι 20% για συγκέντρωση λαδιού περίπου 5%. Ωστόσο, το λάδι επηρεάζει τη μετάδοση θερμότητας με παρόμοιο τρόπο και σε λείους σωλήνες και σε σωλήνες με μικροπτερύγια και, ως αποτέλεσμα, ο EF αλλάζει μόνο ελαφρά.

Παράμετρος	Συγκέντρωση λαδιού %	150 SUS	300 SUS
Παράγοντας ενίσχυσης, EF	0	2.10	2.10
	1.25	2.45	2.05
	2.5	2.00	2.00
	5.0	2.05	1.95

Πίνακας 2-4: Δεδομένα απόδοσης[20] για συμπύκνωση μέσα σε αυλό καθαρού R-22 και μίγματα λιπαντικού σε 300 Kg/(m^{2}s).

Μια γενικευμένη εξίσωση για μετάδοση θερμότητας στη συμπύκνωση ως συνάρτηση των γεωμετρικών παραμέτρων σε αυλό μικροπτερυγίων θα ήταν πολύ χρήσιμη στο σχεδιαστή. Ωστόσο, όπως και για τους εξατμιστήρες, μια τέτοια εξίσωση δεν είναι διαθέσιμη στη βιβλιογραφία. Μια προσπάθεια έγινε από τους Schlager et al.[16] να συσχετιστούν δεδομένα για διαφορετικές γεωμετρίες αυλών με μικροπτερύγια από διαφορετικές μελέτες. Ωστόσο, παρατήρησαν ότι πολλά από τα δεδομένα που ήταν διαθέσιμα από τη βιβλιογραφία έδειχναν αντιφατικές τάσεις, ώστε δεν ήταν δυνατό να αναπτυχθεί μια γενικευμένη εξίσωση. Αντιθέτως, επινόησαν μια μονοπαράμετρική συσχέτιση για τον παράγοντα ενίσχυσης, ως συνάρτηση της μαζικής παροχής για τα δικά τους δεδομένα, που λήφθηκαν σε αυλό με μικροπτερύγια, με ψυκτικό R-22. Ο αυλός που χρησιμοποίησαν περιγράφηκε

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

νωρίτερα κατά τη συζήτηση για την επίδραση του λιπαντικού στη μετάδοση θερμότητας. Αυτή η εμπειρική εξίσωση είναι η ακόλουθη:

$$\frac{EF_1}{EF_2} = \left(\frac{G_1}{G_2}\right)^{-0.21} \quad \textbf{2-60}$$

Για να χρησιμοποιηθεί αυτή η εξίσωση χρειάζεται η τιμή του EF για δεδομένη μαζική παροχή, όπως στον τελευταίο πίνακα ή το τελευταίο σχήμα.

2.5. ΟΝΟΜΑΤΟΛΟΓΙΑ

A: επιφάνεια, m^2.
b: πλάτος, mm.
Bo: αδιάστατος αριθμός βρασμού.
Co: αδιάστατος αριθμός συναγωγής.
d: διάμετρος, mm.
D: διάμετρος αυλού, διάμετρος αυλάκωσης, mm.
EF: αδιάστατος παράγοντας ενίσχυσης.
f: αδιάστατος συντελεστής τριβής.
fpi: πτερύγια ανά ίντσα.
F_1, F_2: αδιάστατες παράμετροι.
F_{fl}: αδιάστατη παράμετρος, που εξαρτάται από το ψυκτικό.
Fr: αδιάστατος αριθμός Froude.
G: μαζική παροχή, $Kg/(m^2s)$.
h: συντελεστής μετάδοσης θερμότητας, $W/(m^2K)$.
i: ενθαλπία, J/Kg.
j: αδιάστατος παράγοντας, $StPr^{2/3}$.
k: θερμική αγωγιμότητα, W/mK.
l: παρεμβολή δακτυλίου – αυλού, mm.
L: μήκος αυλού, m.
m: μοριακό βάρος, Kg/mol, μαζική παροχή, Kg/s.
N: αδιάστατος αριθμός σειρών αυλών.
N_p: διατάξεις πτερυγίων ανά διαμήκη σειρά αυλών, αδιάστατος.
Nu: αδιάστατος αριθμός Nusselt, hl/k.
OD: εξωτερική διάμετρος, mm.
p: βήμα πτερύγωσης, mm.
P: πίεση, Kpa.
P_d: βάθος διάταξης πτερύγωσης, mm.
Pr: αδιάστατος αριθμός Prandtl.
Q: θερμότητα, J.
q: θερμορροή, W/m^2.
R: αντίσταση, m^2K/W.
Re: αδιάστατος αριθμός Re, ρvL/μ ή ρvD/μ.
R_p: τραχύτητα, μm.
s: διάκενο πτερυγίων, ύψος πτερυγίων, mm.
S: παράγοντας κατάθλιψης, διάκενο αυλών, mm.
St: αδιάστατος αριθμός Stanton, Nu/RePr.
t: χρόνος, πάχος πτερυγίου, πάχος τοίχου, mm.
T: θερμοκρασία, ^0C.
V: ταχύτητα, m/s.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Wo: συγκέντρωση λαδιού.
w_α: λόγος υγρασίας για κορεσμένο αέρα στους 0^0C, αδιάστατος.
w_0: λόγος υγρασίας για τον εισερχόμενο αέρα, αδιάστατος.
W_f: διάκενο πτερυγίων, mm.
x: ποιότητα, ύψος στρώματος πάγου, mm.
X_{tt}: αδιάστατη παράμετρος του Martinelli.
Z: αδιάστατη παράμετρος στη συσχέτιση του Shah.

ΕΛΛΗΝΙΚΑ ΣΥΜΒΟΛΑ
β: γωνία ελίκωσης, ^{0}.
Ψ: παράμετρος στη συσχέτιση του Shah.
δ: ύψος πτερυγίου, mm.
δ_α: κενό μεταξύ πτερυγίων, mm.
δ_f: πάχος πτερυγίου, mm.
ε: αδιάστατη παράμετρος για τη διάταξη του πτερυγίου.
μ: ιξώδες, $(Ns)/m^2$.
φ: αποτελεσματικότητα πτερυγίου.
φ_s: αδιάστατη αναλογία ενισχυμένης επιφάνειας προς την ολική επιφάνεια πτερυγίων.
1φ: μονοφασικό.
ρ: πυκνότητα, Kg/m^3.

ΔΕΙΚΤΕΣ
α: βασίζεται στην αριθμητική μέση θερμοκρασιακή διαφορά του αέρα.
av: μέσος.
bs: στρωματωμένος (stratified) βρασμός.
c: αγωγιμότητα επαφής.
cb: βρασμός συναγωγής.
conv: περιοχή βρασμού συναγωγής.
d: διάμετρος, βάθος, απόθεση.
dry: ξηρός.
e: εκτεταμένος.
eq: ισοδύναμος.
f: υγρό, πτερύγιο, πάγος, ρευστό.
g: ατμός.
h: υδραυλικό, οπή.
i: στο εσωτερικό.
in: μέσα.
l: υγρό, διαμήκες.
LMTD: μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας.
m: μέσος.
N: αριθμός.
nb: βρασμός πυρήνων.
nucl: περιοχή βρασμού πυρήνων.
o: στο εξωτερικό.
out: έξω.
p: πλάκα, περίμετρος, σωλήνας.
P: διάταξη, κυματώδης.
pool: στάσιμος βρασμός.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

r: μειωμένος, σειρά, ψυκτικό.
ref: αναφορά.
s: λείος αυλός, στερεό τοίχωμα, κορεσμός.
t: αυλός.
TP: διφασικό.
v: ατμός, κοιλάδα.
w: τοίχωμα.
wet: υγρός.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3

ΤΟ ΜΟΝΤΕΑΟ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ

Η προσομοίωση βασίζεται στο μοντέλο των Herbas et. al (1993). Το μοντέλο αυτό προσομοιώνει λειτουργία σε σταθερές συνθήκες, δηλαδή σταθερή θερμοκρασία εξωτερικού και εσωτερικού χώρου. Για κάθε εξάρτημα της αντλίας θερμότητας, χρησιμοποιούνται απλές μαθηματικές σχέσεις, που οδηγούν στη δημιουργία συστήματος μη γραμμικών εξισώσεων, που επιλύεται αριθμητικά.

Αρχικά, το πρόγραμμα χρησιμοποιούσε σταθερές τιμές για τους συντελεστές μετάδοσης θερμότητας των εναλλακτών. Η συνεισφορά της παρούσας μεταπτυχιακής εργασίας στο μοντέλο προσομοίωσης, είναι η προσθήκη ορισμένων υπορουτινών. Αυτές οι υπορουτίνες συντελούν στον υπολογισμό των συντελεστών μετάδοσης θερμότητας στους δύο εναλλάκτες, τον εξατμιστήρα και το συμπυκνωτή. Οι υπορουτίνες αυτές χρησιμοποιούν συσχετίσεις που συμπεριλαμβάνονται στο βιβλίο του Kakac, κομμάτι του οποίου παρουσιάστηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο.

Στη συνέχεια, παρουσιάζεται το μοντέλο προσομοίωσης τμηματικά. Σημειώνεται, ότι **το πρόγραμμα επιχειρεί να προσομοιώσει τη λειτουργία θέρμανσης** μίας συγκεκριμένης αντλίας θερμότητας, που βρίσκεται στο εργαστήριο Φυσικών & Χημικών Διεργασιών. Είναι ένα μοντέλο της **Panasonic**, με ικανότητα θέρμανσης 16300 Btu/hr (4.8KW) και ικανότητα ψύξης11700 Btu/hr (3.45KW). Η εσωτερική μονάδα έχει τον κωδικό CS-G120KE και η εξωτερική μονάδα CU-G120KE. Η προσπάθεια να προσομοιωθεί το συγκεκριμένο κλιματιστικό έγινε κυρίως, γιατί υπήρχαν δεδομένα απόδοσης από τον κατασκευαστή, οπότε μπορούσαν να γίνουν συγκρίσεις με πραγματικά δεδομένα και να ελεγχθεί η σωστή λειτουργία του μοντέλου.

3.1. ΣΥΜΠΙΕΣΤΗΣ

Αρχικά εκτιμάται η θερμοκρασία ισορροπίας του ψυκτικού στον εξατμιστήρα και το συμπυκνωτή ώστε με τη χρήση της υπορουτίνας **fluids** να υπολογιστούν οι αντίστοιχες πιέσεις ισορροπίας. Στην ουσία προκύπτουν οι πιέσεις αναρρόφησης p_1 και κατάθλιψης p_2 του συμπιεστή. Έτσι, αν θεωρηθεί ότι πραγματοποιείται πολυτροπική συμπίεση με σταθερό εκθέτη n, τότε η σχέση που συνδέει τον ειδικό όγκο του ψυκτικού στην είσοδο u_1 και την έξοδο u_2 του συμπιεστή είναι:

$$u_2 = u_1\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}} \quad \textbf{3-1}$$

Για τον υπολογισμό του u_1 χρησιμοποιείται πάλι η υπορουτίνα θεωρώντας αυτή τη φορά γνωστή την πίεση ισορροπίας και τη θερμοκρασία στην είσοδο του συμπιεστή ίση με το άθροισμα της θερμοκρασίας ισορροπίας στον εξατμιστήρα και της υπερθέρμανσης, που πραγματοποιείται για λόγους ασφάλειας του συμπιεστή. Η υπερθέρμανση αυτή θεωρείται γνωστή (από μετρήσεις) και ίση με 5^0C. Έτσι υπολογίζονται οι ιδιότητες του ψυκτικού στην έξοδο του συμπιεστή, γεγονός που επιτρέπει τον υπολογισμό της παροχής του σύμφωνα με τη σχέση:

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

$$m_f = \frac{V_c f n_v}{u_1} \quad \textbf{3-2}$$

όπου:

- V_c: ο όγκος θαλάμου του συμπιεστή.
- f: η συχνότητα του συμπιεστή.
- n_v: η ογκομετρική αποτελεσματικότητα η οποία δίνεται από τη σχέση:

$$n_v = C_v \left\{ 1 + r \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} \right] \right\} \quad \textbf{3-3}$$

- C_v: ο ογκομετρικός συντελεστής της συμπίεσης.
- r: ο λόγος του «νεκρού» όγκου προς τον όγκο του θαλάμου του συμπιεστή.

Η ογκομετρική αποτελεσματικότητα λαμβάνει υπόψη όχι μόνο την ογκομετρική απώλεια λόγω της επανεκτόνωσης του παγιδευμένου μέσα στο διάκενο του συμπιεστή αερίου, αλλά και όλες τις άλλες απώλειες, συμπεριλαμβανομένης της διαρροής αερίου καθώς και της πτώσης πίεσης των βαλβίδων αναρρόφησης και κατάθλιψης, μέσω του εμπειρικά προσδιοριζόμενου συντελεστή C_v.

3.2. ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΗΣ

Για το συμπυκνωτή υπολογίζεται ο συνολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας U_{cd}, βασισμένος στη μέγιστη θερμοκρασιακή διαφορά. Έτσι, γνωρίζοντας την επιφάνειά του, όπως και τα χαρακτηριστικά του εισερχόμενου σε αυτόν αέρα, δηλαδή τη θερμοκρασία εισόδου σε αυτόν, την παροχή του και την ειδική του θερμότητα, μπορεί να υπολογιστεί η εξίσωση μετάδοσης θερμότητας μεταξύ ψυκτικού και αέρα με τη μέθοδο της αποτελεσματικότητας. Θα είναι:

$$Q_{cd} = m_c Cp_c \varepsilon_{cd} (T_2 - T_{ci}) \quad \textbf{3-4}$$

όπου:

$$\varepsilon_{cd} = 1 - e^{\left[-\frac{U_{cd} A}{m_c Cp_c} \right]} \quad \textbf{3-5}$$

όπου:

- Q_{cd}: η θερμορροή στο συμπυκνωτή.
- m_c: η παροχή του αέρα.
- C_{Pc}: η ειδική θερμότητα του αέρα η οποία θεωρείται σταθερή αφού η μεταβολή της θερμοκρασίας έχει ελάχιστη επίδραση στο συνολικό αποτέλεσμα.
- ε_{cd}: η αποτελεσματικότητα.
- T_2: η θερμοκρασία ισορροπίας του ψυκτικού στο συμπυκνωτή.
- T_{ci}: η θερμοκρασία του αέρα στην είσοδο του συμπυκνωτή.
- A: το εμβαδόν της επιφάνειας του συμπυκνωτή.

Το Q_{cd} είναι μια αρχική προσέγγιση της πραγματικής θερμορροής. Στην πραγματικότητα, επειδή το ψυκτικό αρχικά βρίσκεται σε κατάσταση υπέρθερμου

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

ατμού ο οποίος μετατρέπεται τελικά σε κορεσμένο υγρό, ο συμπυκνωτής χωρίζεται σε δύο τμήματα. Στο πρώτο τμήμα υπάρχει υπέρθερμος ατμός ενώ στο δεύτερο τμήμα υπάρχει μίγμα υγρού – ατμού. Από το αρχικό Q_{cd} προκύπτει μια προσέγγιση της θερμοκρασίας εξόδου του αέρα από το συμπυκνωτή με τη βοήθεια της εξίσωσης που καθορίζει τη θερμότητα που προσδίδεται στον αέρα, βάση της θερμοκρασίας εισόδου T_{ci} και εξόδου T_{co} του αέρα και έχει τη μορφή:

$$Q_{cd} = m_c Cp_c (T_{co} - T_{ci}) \Rightarrow T_{co} = T_{ci} + \frac{Q_{cd}}{m_c Cp_c} \quad \textbf{3-6}$$

Για τη θερμότητα που αποβάλλει το ψυκτικό Q_{cd1}, στο υπέρθερμο τμήμα του συμπυκνωτή, θα ισχύει:

$$Q_{cd1} = m_f (h_2 - h_3) \quad \textbf{3-7}$$

όπου:

- m_f: η γνωστή παροχή του ψυκτικού.
- h_2: η ενθαλπία του ψυκτικού στη θερμοκρασία εισόδου του στο συμπυκνωτή.
- h_3: η ενθαλπία του ψυκτικού στη θερμοκρασία ισορροπίας στο συμπυκνωτή.

Αν T_{cm} είναι η θερμοκρασία του αέρα για την οποία παύει να υφίσταται υπέρθερμος ατμός, προκειμένου να υπολογίσουμε τις επιφάνειες των δύο τμημάτων ακολουθούμε την εξής διαδικασία. Αρχικά υπολογίζουμε την T_{cm} μέσω της σχέσης (3-6). Θα είναι δηλαδή:

$$T_{cm} = T_{co} + \frac{Q_{cd1}}{m_c Cp_c} \quad \textbf{3-8}$$

Το Q_{cd1} είναι ίσο με τη θερμορροή του συμπυκνωτή που προκύπτει από τη σχέση:

$$Q_{cd1} = A_1 U_{cd1} \Delta T_{ln} \quad \textbf{3-9}$$

όπου:

- A_1: το εμβαδόν της επιφάνειας στην οποία πραγματοποιείται μετάδοση θερμότητας μεταξύ υπέρθερμου ψυκτικού και αέρα.
- U_{cd1}: ο ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας για το υπέρθερμο τμήμα του συμπυκνωτή.
- ΔT_{ln}: η μέση λογαριθμική θερμοκρασιακή διαφορά:

$$\Delta T_{ln} = \frac{\left[(T_{f1} - T_{co}) - (T_2 - T_{cm})\right]}{\ln \frac{(T_{f1} - T_{co})}{(T_2 - T_{cm})}} \quad \textbf{3-10}$$

όπου, T_{f1} η θερμοκρασία του ψυκτικού στην είσοδο του συμπυκνωτή.

Αφαιρώντας το A_1 από τη συνολική επιφάνεια A προκύπτει το εμβαδόν της επιφάνειας A_2 στην οποία πραγματοποιείται μετάδοση θερμότητας μεταξύ μίγματος υγρού και αέριου ψυκτικού και αέρα. Υπολογίζεται τώρα η υπόλοιπη θερμορροή Q_{cd2} του συμπυκνωτή βάσει των σχέσεων της αποτελεσματικότητας για την επιφάνεια A_2. Η θερμορροή αυτή προστίθεται στο Q_{cd1} για να καταλήξουμε στη νέα βελτιωμένη προσέγγιση της συνολικής θερμορροής στο συμπυκνωτή. Η διαδικασία αυτή επαναλαμβάνεται έως ότου η διαφορά δύο διαδοχικών προσεγγίσεων της θερμοκρασίας εξόδου T_{co} ελαχιστοποιηθεί στους 0.01^0C.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

3.3. ΒΑΛΒΙΔΑ ΕΚΤΟΝΩΣΗΣ

Στην ουσία, πρόκειται για ένα τριχοειδές αγγείο που εξασφαλίζει σταθερή πτώση πίεσης στο ψυκτικό. Επειδή η μεταβολή αυτή γίνεται πολύ γρήγορα, χωρίς να αποδίδεται ή απορροφάται θερμότητα, θεωρείται ισενθαλπική. Η πτώση πίεσης συνδέεται με την παροχή σύμφωνα με την ακόλουθη σχέση

$$(p_2 - p_1)^{1/2} = v_{neck} m_f \quad \textbf{3-11}$$

όπου:

- p_2: η πίεση ισορροπίας στο συμπυκνωτή.
- p_1: η πίεση ισορροπίας στον εξατμιστήρα.
- V_{neck}: ένας εμπειρικός συντελεστής που εξαρτάται από τα χαρακτηριστικά του τριχοειδούς αγγείου.

3.4. ΕΞΑΤΜΙΣΤΗΡΑΣ

Για το συμπυκνωτή υπολογίζεται ο συνολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας U_{ev}, βασισμένος στη μέγιστη θερμοκρασιακή διαφορά. Έτσι, γνωρίζοντας την επιφάνειά του Α΄ καθώς και την παροχή του αέρα, μπορούν να εφαρμοστούν οι αντίστοιχες σχέσεις της αποτελεσματικότητας:

$$Q_{ev} = m_{ev} Cp_{ev} \varepsilon_{ev} (T_{ei} - T_1) \quad \textbf{3-12}$$

όπου:

$$\varepsilon_{ev} = 1 - \exp\left\{ - \frac{U_{ev} A'}{m_{ev} Cp_{ev}} \right\} \quad \textbf{3-13}$$

όπου:

- Q_{cd}: η θερμορροή στον εξατμιστήρα.
- m_{ev}: η παροχή του αέρα.
- C_{Pev}: η ειδική θερμότητα του αέρα η οποία θεωρείται σταθερή αφού η μεταβολή της θερμοκρασίας έχει ελάχιστη επίδραση στο συνολικό αποτέλεσμα.
- ε_{ev}: η αποτελεσματικότητα.
- T_{ei}: η θερμοκρασία του αέρα στην είσοδο του εξατμιστήρα.
- T_1: η θερμοκρασία ισορροπίας του ψυκτικού στον εξατμιστήρα.
- Α΄: το εμβαδόν της επιφάνειας του εξατμιστήρα.

Αυτό που προκύπτει από τις σχέσεις για το Q_{cd} και το Q_{ev} είναι η νέα εκτίμηση της θερμοκρασίας ισορροπίας στο συμπυκνωτή και εξατμιστήρα αντίστοιχα, οπότε «κλείνει» ο κύκλος του ψυκτικού. Σκοπός του προγράμματος που χρησιμοποιείται είναι ο προσδιορισμός, μέσω επαναλήψεων, των θερμοκρασιών ισορροπίας T_1 και T_2 για τις οποίες ικανοποιείται αφενός το ολικό ισοζύγιο ενέργειας:

$$Q_{ev} = m_f (h_0 - h_i)$$

όπου:

- Q_{ev}: η θερμορροή στον εξατμιστήρα που υπολογίστηκε προηγουμένως.
- h_o: η ενθαλπία του ψυκτικού στην είσοδο του εξατμιστήρα.
- h_i: η ενθαλπία του ψυκτικού στην έξοδο του εξατμιστήρα.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

και αφετέρου η σχέση που αναφέρεται στη βαλβίδα εκτόνωσης. Οι ενθαλπίες h_3 και h_1 υπολογίζονται με τη βοήθεια της υπορουτίνας fluids.

3.5. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΩΝ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΩΝ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Ο υπολογισμός των συντελεστών μετάδοσης θερμότητας του εξατμιστήρα και του συμπυκνωτή είναι η κύρια αλλαγή στο μοντέλο, που προήλθε από αυτή τη μεταπτυχιακή εργασία. Πιο συγκεκριμένα, με βάση συσχετίσεις που περιέχονται στο σχετικό κεφάλαιο του βιβλίου του Kakac (δες βιβλιογραφία και κεφάλαιο 2), υπολογίστηκαν οι συντελεστές μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του αέρα και από την πλευρά του ψυκτικού, τόσο για τον εξατμιστήρα, όσο και για τα δύο τμήματα του συμπυκνωτή. Το πρώτο τμήμα του συμπυκνωτή, όπως περιγράφηκε νωρίτερα, είναι το τμήμα στο οποίο το ψυκτικό είναι σε φάση υπέρθερμου ατμού. Στο δεύτερο τμήμα το ψυκτικό είναι διφασικό μίγμα υγρού και ατμού.

Για το σκοπό του υπολογισμού αυτού, προστέθηκαν στο πρόγραμμα πέντε υπορουτίνες, οι ακόλουθες:

1. Υπορουτίνα **refhtc**. Η υπορουτίνα αυτή υπολογίζει το συντελεστή μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του ψυκτικού, στο συμπυκνωτή, όταν το ψυκτικό βρίσκεται μέσα στην καμπάνα κορεσμού (διφασικό μίγμα υγρού - ατμού). Εφαρμόστηκε η συσχέτιση του Shah, δες κεφάλαιο 2:

$$h_{TP} = h_l(1 + \frac{3.8}{z^{0.95}})$$

όπου $z = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.8} \mathrm{Pr}^{0.4}$

και (Dittus & Boelter) $h_l = 0.023[\frac{G(1-x)D}{\mu_l}]^{0.8} \frac{\mathrm{Pr}_l^{0.4} k_l}{D}$

Οι υπολογισμοί έγιναν για μέση ποιότητα 0.5, σύμφωνα με οδηγίες από το εγχειρίδιο του Kakac. Οι φυσικές ιδιότητες του ψυκτικού λήφθηκαν από την υπορουτίνα Fluids (καλώντας την στα 2 σημεία επάνω στην καμπάνα, ποιότητα 1 και ποιότητα 0) και από το πρόγραμμα CATT (computer aided thermodynamic tables), που έχει παρόμοια λειτουργία. Τελικώς, ο συντελεστής είναι το άθροισμα του h_{TP} (συντελεστής για το διφασικό ψυκτικό) με το h_l (συντελεστής για το υγρό ψυκτικό).

2. Υπορουτίνα **refhtcsh**. Η υπορουτίνα αυτή υπολογίζει το συντελεστή μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του ψυκτικού, στο συμπυκνωτή, όταν το ψυκτικό βρίσκεται σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού. Εφαρμόστηκε μια μορφή της συσχέτισης των Dittus & Boelter:

$$h = 0.023[\frac{GD}{\mu}]^{0.8} \frac{\mathrm{Pr}^{0.4} k}{D}$$

Οι φυσικές ιδιότητες του υπέρθερμου ψυκτικού λήφθηκαν από την υπορουτίνα Fluids (καλώντας την σε 2 σημεία, στην είσοδο στο συμπυκνωτή και επάνω στην καμπάνα σε

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

ποιότητα 1) και από το πρόγραμμα CATT (computer aided thermodynamic tables), που έχει παρόμοια λειτουργία.

3. Υπορουτίνα **refhtev**. Η υπορουτίνα αυτή υπολογίζει το συντελεστή μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του ψυκτικού, στον εξατμιστήρα. Εφαρμόστηκε η συσχέτιση του Kandlikar:

$$\frac{h_{TP}}{h_l} = c_1(Co)^{c_2}(25Fr_l)^{c_5} + c_3(Bo)^{c_4}F_{fl}$$

όπου οι αδιάστατοι αριθμοί συναγωγής (Co), βρασμού (Bo) και Froude (Fr) υπολογίζονται ως εξής:

$$Co = (\frac{1-x}{x})^{0.8}(\frac{\rho_g}{\rho_l})^{0.5}$$

$$Bo = \frac{q}{Gi_{fg}}$$

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_l^2 gD}$$

Το F_{fl} (=1.5) είναι ιδιότητα του ψυκτικού και για τους συντελεστές ισχύει:

Αν Co<0.65, τότε:
C_1=1.1360
C_2=-0.9
C_3=667.2
C_4=0.7
C_5=0.3
Αν Co>0.65, τότε:
C_1=0.6683
C_2=-0.2
C_3=1058.0
C_4=0.7
C_5=0.3

Οι φυσικές ιδιότητες του ψυκτικού λήφθηκαν από την υπορουτίνα Fluids (καλώντας την στα 2 σημεία επάνω στην καμπάνα, ποιότητα 0 και ποιότητα 1) και από το πρόγραμμα CATT (computer aided thermodynamic tables), που έχει παρόμοια λειτουργία. Ο h_l υπολογίζεται από την εξίσωση Dittus & Boelter. Τελικώς, ο συντελεστής είναι το άθροισμα του h_{TP} (συντελεστής για το διφασικό ψυκτικό) με το h_l (συντελεστής για το υγρό ψυκτικό).

4. Υπορουτίνα **airhtc**. Η υπορουτίνα αυτή υπολογίζει το συντελεστή μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του αέρα, στο συμπυκνωτή. Εφαρμόζεται η συσχέτιση του McQuinston.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

$$j_{4-row} = 0.0014 + 0.2618\,\mathrm{Re}_d^{-0.4}\left(\frac{A}{A_t}\right)^{-0.15}$$

Στη συσχέτιση αυτή, ο αριθμός Reynolds βασίζεται στην εξωτερική διάμετρο του αυλού. Ο λόγος επιφανειών είναι το πηλίκο της ολικής επιφάνειας προς την επιφάνεια μιας στοιχειώδους συστοιχίας αυλών (bare tube bank). Ο εξωτερικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας υπολογίζεται από τον παράγοντα j, ως εξής:

$$j = St\,\mathrm{Pr}^{2/3} = \frac{h}{\rho v c_p}\mathrm{Pr}^{2/3}$$

Οπότε:

$$h_o = \frac{j\rho v c_p}{\mathrm{Pr}^{2/3}}$$

Οι φυσικές ιδιότητες του αέρα λαμβάνονται από πίνακες (Πασπαλάς, Perry, CATT, δες βιβλιογραφία) για πίεση 1 atm.

5. Υπορουτίνα **airhtev**. Η υπορουτίνα αυτή υπολογίζει το συντελεστή μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του αέρα, στον εξατμιστήρα. Εφαρμόζει την ίδια ακριβώς συσχέτιση, με την υπορουτίνα airhtc, δηλαδή την υπορουτίνα του McQuinston. Ίσως ο αναγνώστης αναρωτηθεί ποια ήταν η σκοπιμότητα δημιουργίας διαφορετικής υπορουτίνας για την περίπτωση αυτή. Απλώς, το πρόγραμμα παρουσίαζε πρόβλημα όταν, αρχικά, η αντιμετώπιση γινόταν με μία υπορουτίνα για τον αέρα.

Σημειώνεται, ότι τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά των εναλλακτών θερμότητας λήφθηκαν από τρεις πηγές. Πρώτα, η αναζήτηση γινόταν στο εγχειρίδιο του κατασκευαστή. Αν υπήρχαν δεδομένα, χρησιμοποιούνταν άμεσα. Στη συνέχεια, αν δεν υπήρχαν δεδομένα, γινόταν επιτόπου παρατήρηση και μέτρηση στο κλιματιστικό του εργαστηρίου Φυσικών & Χημικών Διεργασιών. Τέλος, όπου δεν ήταν εφικτό τίποτα από τα παραπάνω, χρησιμοποιούνταν τυπικές τιμές από το βιβλίο του Kakac.

Μένει να συζητηθούν δύο ακόμη ζητήματα, πριν αναλυθεί ο υπολογισμός των ολικών συντελεστών μετάδοσης θερμότητας για κάθε εναλλάκτη θερμότητας. Το πρώτο είναι ο υπολογισμός της ελεύθερης επιφάνειας ροής του αέρα. Αυτό γίνεται με εφαρμογή της επόμενης σχέσης:

$$Area_{air} = w N_{\alpha\upsilon\lambda\acute{\omega}\nu/\sigma\epsilon\iota\rho\acute{\alpha}} L_{\sigma\upsilon\sigma\kappa\epsilon\upsilon\acute{\eta}\varsigma} \quad \textbf{3-14}$$

Στην εξίσωση αυτή είναι $w=0.022-D_{out}$, όπου 0.022 το βήμα των αυλών και D_{out} η εξωτερική διάμετρος των αυλών. Το πλήθος των αυλών ανά σειρά (2 σειρές) είναι $N_{αυλών/σειρά}=12$ για την εσωτερική μονάδα (συμπυκνωτής) και 19 για την εξωτερική μονάδα (εξατμιστήρας). Το μήκος του κάθε εναλλάκτη λαμβάνεται από το εγχειρίδιο του κατασκευαστή.

Το δεύτερο ζήτημα είναι ο υπολογισμός της επιφάνειας εναλλαγής θερμότητας κάθε εναλλάκτη. Ο υπολογισμός του ολικού συντελεστή μετάδοσης θερμότητας, τόσο για το συμπυκνωτή όσο και για τον εξατμιστήρα, γίνεται με βάση την ολική εξωτερική επιφάνεια, μαζί και με τα πτερύγια, όπως θα φανεί και στη

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

συνέχεια. Για να βρεθεί αυτή η επιφάνεια εφαρμόζεται αρχικά η ακόλουθη σχέση, που υπολογίζει την ολική επιφάνεια των πτερυγίων:

$$A_{fins}(m^2) = \text{επιφάνεια 1 fin} * \text{fpi} * \frac{1}{0.0254} * L_{συσκευης} \quad \textbf{3-15}$$

Ο συντελεστής 0.0254 μετατρέπει τις ίντσες σε μέτρα. Το fpi είναι τα πτερύγια ανά ίντσα.
Στη συνέχεια υπολογίζεται η εξωτερική επιφάνεια των αυλών:

$$A_{tube}(m^2) = N_{rows} * N_{tubes/row} * L_{συσκευής} * \pi * D_{out} \quad \textbf{3-16}$$

Στη σχέση αυτή εμφανίζονται οι αριθμοί σειρών αυλών, οι αυλοί ανά σειρά, το μήκος του εναλλάκτη και η εξωτερική διάμετρος των αυλών.
Τέλος, η ολική εξωτερική επιφάνεια είναι το άθροισμα των δύο παραπάνω επιφανειών:

$$A_{ολικη}(m^2) = A_{fins} + A_{tube} \quad \textbf{3-17}$$

Μετά από όλα αυτά, το μόνο που μένει είναι ο υπολογισμός των ολικών συντελεστών μετάδοσης θερμότητας για τους 2 εναλλάκτες. Ο ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας μπορεί να απλοποιηθεί αγνοώντας τις θερμικές αντιστάσεις που σχετίζονται με τις αποθέσεις εσωτερικά και εξωτερικά του αυλού. Εκτός από τους δύο συντελεστές, από την πλευρά του ψυκτικού (h_i) και από την πλευρά του αέρα (h_0), λαμβάνονται υπόψη 3 ακόμη θερμικές αντιστάσεις. Αυτές είναι:

- Η θερμική αντίσταση επαφής των πτερυγίων με τους αυλούς, h_c. Σύμφωνα με το εγχειρίδιο του Kakac, μια τιμή της τάξης των 2500 Btu/(hr^{0}Ft^2) ή 14.195 KW/(^{0}Cm^2), είναι μια μέση τιμή θερμικής αγωγιμότητας, που μπορεί να χρησιμοποιείται σε υπολογισμούς. Αυτή η τιμή χρησιμοποιείται και στο μοντέλο.
- Η θερμική αντίσταση που προκύπτει από το πάχος του τοιχώματος του αυλού, t_w.
- Η θερμική αντίσταση που προκύπτει επειδή το πτερύγιο δεν έχει αποτελεσματικότητα φ=100%.

Πιο συγκεκριμένα, ακολουθείται η ακόλουθη διαδικασία. Ο ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας για κάθε εναλλάκτη είναι:

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_{pi}h_i} + \frac{A_o t_p}{A_{pm}k_p} + \frac{1-\varphi}{h_o(\frac{A_{\mu\upsilon}}{A_f} + \phi)} + \frac{1}{h_o} + \frac{A_{\upsilon}}{h_o A_{po}}}$$

Οι λόγοι επιφανειών στην παραπάνω εξίσωση υπολογίζονται ως εξής, σύμφωνα με το παράδειγμα του κεφαλαίου 2, από όπου και προέρχονται τα στοιχεία που χρησιμοποιούνται στους υπολογισμούς αυτούς:

$$\frac{A_o}{A_{po}} = \frac{A_{ολικη}}{A_{tubes,out}}$$

$$\frac{A_o}{A_{pi}} = \frac{A_{ολικη}}{A_{tubes,in}}$$

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Υπενθυμίζεται ότι A_o/A_{po} είναι ο λόγος της ολικής εξωτερικής επιφάνειας (μαζί με τα πτερύγια) προς την εξωτερική επιφάνεια των αυλών, ενώ A_o/A_{pi} είναι ο λόγος της ολικής εξωτερικής επιφάνειας (μαζί με τα πτερύγια) προς την εσωτερική επιφάνεια των αυλών, h_l και h_0 είναι οι μερικοί συντελεστές από την πλευρά του ψυκτικού και από την πλευρά του αέρα αντίστοιχα. A_{pm} είναι η μέση επιφάνεια του τοιχώματος του αυλού.

Τέλος, σημειώνεται ότι έχουμε 3 ολικούς συντελεστές. Τον ολικό συντελεστή μετάδοσης θερμότητας στον εξατμιστήρα και 2 ολικούς συντελεστές στο συμπυκνωτή. Ο ένας αντιστοιχεί στο υπέρθερμο τμήμα του συμπυκνωτή και ο άλλος στο τμήμα που το ψυκτικό είναι μέσα στην καμπάνα κορεσμού, δηλαδή είναι διαφασικό μίγμα υγρού – ατμού.

3.6. Η ΥΠΟΡΟΥΤΙΝΑ FLUIDS

Η υπορουτίνα αυτή τροποποιήθηκε από τον Tim McDowell το 1992 και χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων πολλών διαφορετικών ψυκτικών. Αυτά είναι τα R11, R12, R13, R14, R22, R114, R134a, R500, R502, και η αμμωνία (R717). Ανάμεσα τους είναι και το R22 που χρησιμοποιεί η κλιματιστική μονάδα του εργαστηρίου. Απαραίτητη προϋπόθεση είναι η γνώση δύο τουλάχιστον ιδιοτήτων του ψυκτικού. Η υπορουτίνα έχει τη μορφή:

FLUIDS(UNITS,T,P,H,S,X,V,U,MU,K,NREF,ITYPE)

Η μεταβλητή UNITS μπορεί να πάρει την τιμή 'EN' όταν οι μονάδες που χρησιμοποιούνται είναι του αγγλοσαξονικού συστήματος ή 'SI' όταν οι μονάδες είναι του διεθνούς συστήματος. Η μεταβλητή NREF αναφέρεται στο νούμερο του ψυκτικού του οποίου οι ιδιότητες αναζητούνται. Η μεταβλητή ITYPE καθορίζει τις δύο γνωστές ιδιότητες του ψυκτικού οι οποίες θα χρησιμοποιηθούν προκειμένου να προκύψουν και οι υπόλοιπες. Ο πρώτος αριθμός αναφέρεται στην πρώτη ιδιότητα και ο δεύτερος στην άλλη. Όπως φαίνεται από τη σύνταξη της υπορουτίνας, η πρώτη ιδιότητα είναι η θερμοκρασία και η τελευταία ο ειδικός όγκος. Έτσι αν οι γνωστές ιδιότητες είναι η πίεση και η εντροπία, τότε η μεταβλητή παίρνει την τιμή 24. Οι θερμοκρασίες εισάγονται είτε σε βαθμούς Κελσίου είτε σε βαθμούς Φαρενάιτ, ανάλογα με το ποιο σύστημα χρησιμοποιείται.

3.7. ΟΙ ΜΕΤΑΒΛΗΤΕΣ ΤΟΥ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑΤΟΣ

Στον επόμενο πίνακα παρουσιάζονται οι μεταβλητές του προγράμματος.

tc1	Θερμοκρασία ψυκτικού στην είσοδο του συμπυκνωτή (^{0}C)
tc2	Θερμοκρασία ψυκτικού στην έξοδο του συμπυκνωτή (^{0}C)
dtsc	Υπόψυξη στην έξοδο του συμπυκνωτή (^{0}C)
tc_eq	Θερμοκρασία ισορροπίας στην πίεση του συμπυκνωτή (^{0}C)
pc_eq	Πίεση συμπυκνωτή (Pa)
tev1	Θερμοκρασία ψυκτικού στην είσοδο του εξατμιστήρα (^{0}C)
tev2	Θερμοκρασία ψυκτικού στην έξοδο του εξατμιστήρα (^{0}C)

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

dtsh	Υπερθέρμανση στην έξοδο του εξατμιστήρα (^{0}C)
tev_eq	Θερμοκρασία ισορροπίας στην πίεση του εξατμιστήρα (^{0}C)
pev_eq	Πίεση εξατμιστήρα (Pa)
vneck	Εμπειρικός συντελεστής του τριχοειδούς αγγείου
pol	Εκθέτης πολυτροπικής συμπίεσης
svol	Όγκος θαλάμου συμπιεστή (m^3)
rvol	Λόγος νεκρού όγκου προς όγκο θαλάμου συμπιεστή
ccomp	Ογκομετρικός συντελεστής συμπίεσης
freq	Συχνότητα λειτουργίας συμπιεστή (Hz)
xmf	Μαζική παροχή ψυκτικού (Kg/sec)
tca1	Θερμοκρασία αέρα στην είσοδο του συμπυκνωτή (^{0}C)
tca2	Θερμοκρασία αέρα στην έξοδο του συμπυκνωτή (^{0}C)
xmc	Μαζική παροχή αέρα στο συμπυκνωτή (Kg/sec)
cpc	Ειδική θερμότητα αέρα στο συμπυκνωτή (KJ/KgK)
areac	Ολική επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας συμπυκνωτή (m^2)
coefc1	Ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας στο υπέρθερμο τμήμα του συμπυκνωτή (KW/^{0}Cm^2)
coefc2	Ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας στο τμήμα του διφασικού μίγματος υγρού - αερίου ψυκτικού του συμπυκνωτή (KW/^{0}Cm^2)
coefrc1	Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας του ψυκτικού στο υπέρθερμο τμήμα του συμπυκνωτή (KW/^{0}Cm^2)
coefrc2	Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας του ψυκτικού στο τμήμα του διφασικού μίγματος ψυκτικού του συμπυκνωτή (KW/^{0}Cm^2)
coefairc	Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του αέρα στο συμπυκνωτή (KW/^{0}Cm^2)
teva1	Θερμοκρασία αέρα στην είσοδο του εξατμιστήρα (^{0}C)
teva2	Θερμοκρασία αέρα στην έξοδο του εξατμιστήρα (^{0}C)
xmev	Μαζική παροχή αέρα στον εξατμιστήρα (Kg/sec)
cpev	Ειδική θερμότητα αέρα στον εξατμιστήρα (KJ/KgK)
areaev	Ολική επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας εξατμιστήρα (m^2)
coefev	Ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας του εξατμιστήρα (KW/^{0}Cm^2)
coefrev	Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας του ψυκτικού στον εξατμιστήρα (KW/^{0}Cm^2)
coefaire	Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας του αέρα στον εξατμιστήρα (KW/^{0}Cm^2)
qcond	Θερμότητα προς διάθεση στο συμπυκνωτή (KW)
qevap	Θερμότητα προς διάθεση στον εξατμιστήρα (KW)
wcomp	Έργο συμπιεστή (KW)
COP	Συντελεστής απόδοσης, Coefficient Of Performance

Πίνακας 3-1: Μεταβλητές του προγράμματος.

3.8. ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΕΙΣΟΔΟΥ – ΑΡΧΕΙΟ ΕΙΣΟΔΟΥ

Οι επόμενες μεταβλητές απαρτίζουν το σύνολο των δεδομένων εισόδου που απαιτεί το μοντέλο:

- **nref**: τύπος ψυκτικού, **22**.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

- **pol**: πολυτροπικός συντελεστής συμπίεσης, **1.26**.
- **svol**: όγκος θαλάμου του συμπιεστή, **0.000013m^3**.
- **rvol**: λόγος του «νεκρού» όγκου προς τον όγκο του θαλάμου του συμπιεστή, **0.0**.
- **ccomp**: ογκομετρικός συντελεστής συμπίεσης, **0.8**.
- **dtsh**: η υπερθέρμανση στην έξοδο του εξατμιστήρα, **5.0 ^{0}C**.
- **vneck**: εμπειρικός συντελεστής του τριχοειδούς αγγείου, προσδιορίζεται εμπειρικά και συντελεί στη σύγκλιση του μοντέλου.
- **tca1**: θερμοκρασία εισόδου αέρα στο συμπυκνωτή, **22^{0}C για θέρμανση**.
- **xmc**: παροχή αέρα στο συμπυκνωτή, **0.219 Kg/sec**.
- **cpc**: ειδική θερμότητα του αέρα στο συμπυκνωτή, **1kJ/kgK**.
- **areac**: επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας του συμπυκνωτή, **6.978m^2**.
- **xmev**: παροχή αέρα στον εξατμιστήρα, **0.47 Kg/sec**.
- **cpev**: ειδική θερμότητα του αέρα στον εξατμιστήρα, **1kJ/kgK**.
- **areaev**: επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας του εξατμιστήρα, **9.769m^2**.
- **freq**: συχνότητα λειτουργίας του συμπιεστή, **40-120 Hz**.

Όλες οι παραπάνω μεταβλητές, εκτός από τη συχνότητα λειτουργίας του συμπιεστή, δίνονται στο αρχείο εισόδου του προγράμματος, που έχει τον τίτλο '**opening**'. Η συχνότητα λειτουργίας του συμπιεστή δίνεται από το πληκτρολόγιο – οθόνη, πριν εκτελεστεί το πρόγραμμα.

Οι πληροφορίες για τις παραπάνω μεταβλητές προέρχονται κυρίως από το εγχειρίδιο λειτουργίας της κλιματιστικής μονάδας, εκτός από το nref, που είναι επιλογή στην υπορουτίνα fluids, το V_{neck}, που εκτιμάται εμπειρικά και το dtsh, που υπολογίζεται με τη βοήθεια θερμοστοιχείων πάνω στη μονάδα. Η ειδική θερμότητα του αέρα στο συμπυκνωτή και τον εξατμιστήρα θεωρείται ίδια και ίση με 1 kJ/kgK. Η θερμοκρασία του αέρα στην είσοδο του συμπυκνωτή για συνθήκες θέρμανσης είναι ίση με 22 ^{0}C (θερμοκρασία δωματίου για τη χειμερινή περίοδο), ενώ για συνθήκες ψύξης κυμαίνεται από 29 ως 40 ^{0}C. Αντίστοιχα η θερμοκρασία του αέρα στην είσοδο του εξατμιστήρα για συνθήκες ψύξης είναι 27 ^{0}C (θερμοκρασία δωματίου για τη καλοκαιρινή περίοδο), ενώ για συνθήκες θέρμανσης κυμαίνεται από –3 ως 10 ^{0}C.

3.9. ΣΥΓΚΛΙΣΗ ΤΟΥ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑΤΟΣ

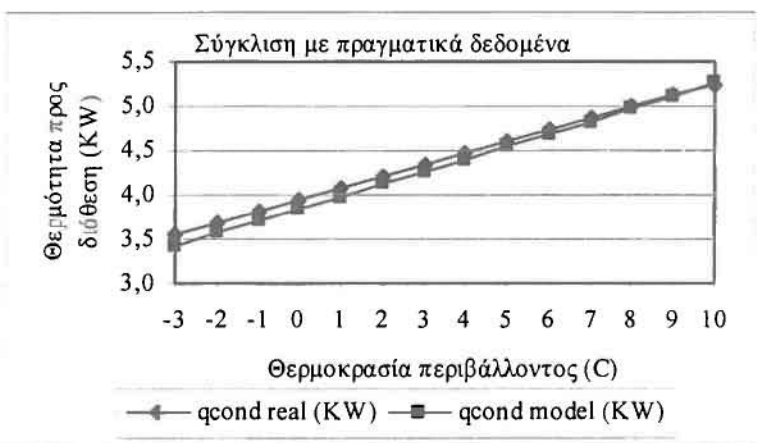
Όπως τονίστηκε και νωρίτερα, για να υπάρχει μέτρο σύγκρισης των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης, κρίθηκε σκόπιμη η χρήση δεδομένων της κλιματιστικής μονάδας που υπάρχει στο εργαστήριο Φυσικών & Χημικών Διεργασιών του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας. Ωστόσο, τα αποτελέσματα του προγράμματος είχαν αποκλίσεις από τα αποτελέσματα που δίνει ο κατασκευαστής, όσον αφορά το γινόμενο του ολικού συντελεστή μετάδοσης θερμότητας κάθε εναλλάκτη με τη συγκεκριμένη επιφάνεια εναλλαγής. Ο επόμενος πίνακας παρουσιάζει τα αποτελέσματα αυτά και τις διορθώσεις που έγιναν στο πρόγραμμα, ώστε τα αποτελέσματα της προσομοίωσης να συγκλίνουν με τα αποτελέσματα που προβλέπει ο κατασκευαστής. Η σύγκριση γίνεται για συχνότητα συμπιεστή 98 Hz, επειδή για τη συχνότητα αυτή έχει γίνει το rating από τον κατασκευαστή, σε συνθήκες θέρμανσης.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

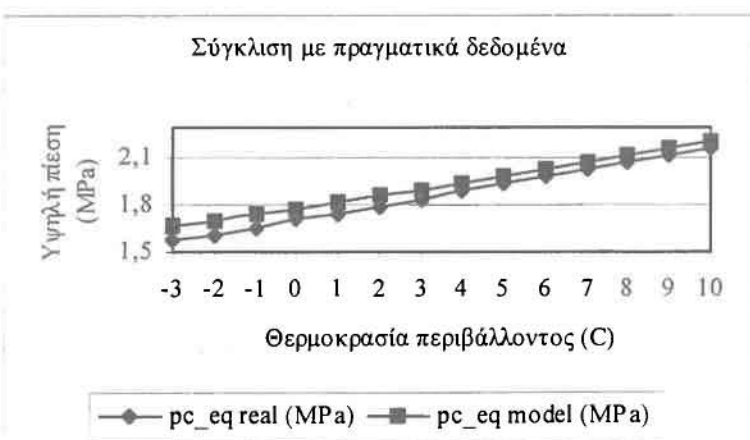
	Εξατμιστήρας	Υπέρθερμο τμήμα συμπυκνωτή	Διφασικό τμήμα συμπυκνωτή
Μοντέλο	0.316	0.0287	0.16
Κατασκευαστής	0.221	0.02567	0.18433
Διόρθωση (πολλαπλασιασμός τιμής μοντέλου επί)	0.699	0.894	1.15

Πίνακας 3-2: Προσαρμογή των ολικών συντελεστών μετάδοσης θερμότητας (πολλαπλασιασμένων επί την επιφάνεια) ώστε να συγκλίνουν με τα αποτελέσματα του κατασκευαστή.

Στη συνέχεια, για να τελειοποιηθεί η σύγκλιση έγιναν πειράματα για διαφορετικές τιμές του συντελεστή v_{neck} της βαλβίδας εκτόνωσης (του τριχοειδή σωλήνα δηλαδή). Αυτός είναι ένας εμπειρικός συντελεστής, που συντελεί στη σύγκλιση των εξισώσεων του προγράμματος και ενσωματώνει την άγνοια για τα φαινόμενα που λαμβάνουν χώρα στον τριχοειδή σωλήνα. Ο συντελεστής αυτός μπορεί να κυμαίνεται από 50-100. Στο πρόγραμμα, η καλύτερη σύγκλιση με τα αποτελέσματα του κατασκευαστή επιτεύχθηκε για $\mathbf{v_{neck}=97}$. Στα διαγράμματα που ακολουθούν φαίνεται η σύγκλιση του θερμικού φορτίου προς διάθεση καθώς και της πίεσης του συμπυκνωτή.



Σχήμα 3-1: Σύγκλιση των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης με τα αποτελέσματα του κατασκευαστή, θερμότητα προς διάθεση.



Σχήμα 3-2: Σύγκλιση των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης με τα αποτελέσματα του κατασκευαστή, πίεση συμπυκνωτή.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

3.10. ΑΡΧΕΙΑ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ

Τα αποτελέσματα εκτυπώνονται σε 8 αρχεία, ενώ το έργο του συμπιεστή εκτυπώνεται στην οθόνη. Τα αρχεία αυτά είναι τα ακόλουθα για τη λειτουργία θέρμανσης*:

1. '**apo**'. Είναι το κυρίως αρχείο των αποτελεσμάτων. Εδώ εκτυπώνονται τα εξής μεγέθη για θερμοκρασίες περιβάλλοντος **teva1=-3 ως 10^{0}C**: θερμότητα προς διάθεση του συμπιεστή **qcond** (KW), **COP**, θερμοκρασία εξόδου του αέρα από το συμπυκνωτή **tca2** (^{0}C), θερμοκρασία εξόδου του αέρα από τον εξατμιστήρα **teva2** (^{0}C), πίεση ισορροπίας στο συμπυκνωτή **pc_eq** (Pa), πίεση ισορροπίας στον εξατμιστήρα **pev_eq** (Pa) και έργο συμπίεσης **wcomp** (KJ).
2. '**syntelestes**'. Εδώ εκτυπώνονται τα εξής μεγέθη για θερμοκρασίες περιβάλλοντος **teva1=-3 ως 10^{0}C**: **coefc1**, **coefc2**, **coefev**, **coefrc1**, **coefrc2**, **coefairc**, **coefrev**, **coefaire**, **xmf**
3. '**olikoi syntel**'. Εδώ εκτυπώνονται τα γινόμενα των ολικών συντελεστών με τις επιφάνειες στις οποίες είναι υπολογισμένοι.
4. '**c**'. Εδώ εκτυπώνονται φυσικές ιδιότητες του ψυκτικού στο συμπυκνωτή, μέσα στην καμπάνα κορεσμού.
5. '**ca**'. Εδώ εκτυπώνονται φυσικές ιδιότητες του αέρα στο συμπυκνωτή.
6. '**csuprht**'. Εδώ εκτυπώνονται φυσικές ιδιότητες του ψυκτικού στο συμπυκνωτή, στο υπέρθερμο τμήμα του.
7. '**e**'. Εδώ εκτυπώνονται φυσικές ιδιότητες του ψυκτικού στον εξατμιστήρα.
8. '**ea**'. Εδώ εκτυπώνονται φυσικές ιδιότητες του αέρα στον εξατμιστήρα.

* Οι μεταβλητές παρουσιάζονται και επεξηγούνται σε προηγούμενο σημείο του κεφαλαίου.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4

ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ ΓΙΑ ΤΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΘΕΡΜΑΝΣΗΣ

Η προσομοίωση έγινε για λειτουργία θέρμανσης της αντλίας θερμότητας. Οι μεταβλητές που υπολογίζει το μοντέλο είναι οι ακόλουθες:

- Η θερμότητα προς διάθεση **qcond**.
- Το έργο του συμπιεστή **wcomp**.
- Ο συντελεστής απόδοσης **COP**.
- Η πίεση ισορροπίας στο συμπυκνωτή **pc_eq** και τον εξατμιστήρα **pev_eq**.
- Η θερμοκρασία εξόδου του αέρα από το συμπυκνωτή **tca2** και τον εξατμιστήρα **teva2**.
- Η παροχή του ψυκτικού **xmf**.
- Ο ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας του εξατμιστήρα **coefev**, ο ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας στο υπέρθερμο τμήμα του συμπυκνωτή **coefc1** και ο ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας στο διφασικό τμήμα του συμπυκνωτή **coefc2**.

Οι παράγοντες που μεταβάλλονταν κατά τη διάρκεια των προσομοιώσεων είναι:

- Η συχνότητα του συμπιεστή **freq**.
- Η θερμοκρασία του αέρα στην είσοδο του εξατμιστήρα (θερμοκρασία περιβάλλοντος) **teva1.**

Μία ακόμη παράμετρος που θα μπορούσε να μεταβάλλεται είναι η υπερθέρμανση στην έξοδο του εξατμιστήρα. Η τιμή της υπερθέρμανσης λήφθηκε σταθερή και ίση με 5^0C. Όπως αποδείχτηκε σε προηγούμενη διπλωματική εργασία*, η μεταβολή της υπερθέρμανσης επηρεάζει ελάχιστα τα αποτελέσματα. Για το λόγο αυτό, δεν κρίθηκε σκόπιμη η μεταβολή της υπερθέρμανσης κατά την προσομοίωση.

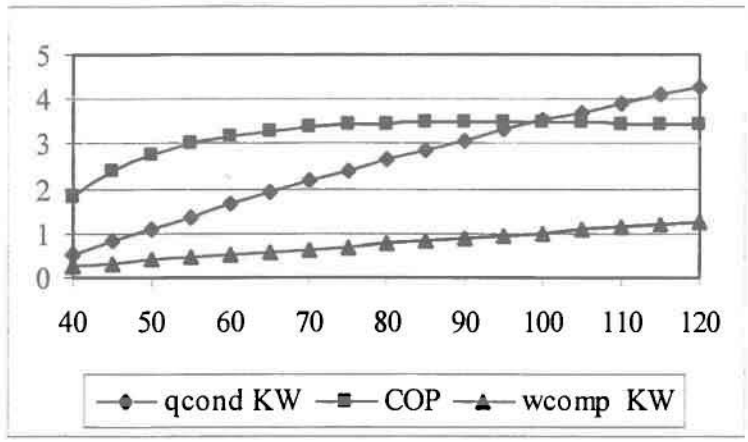
Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται υπό μορφή διαγραμμάτων στη συνέχεια. Στο παράρτημα, παρατίθενται οι πίνακες με τα αποτελέσματα της προσομοίωσης, που χρησιμοποιήθηκαν για τη δημιουργία αυτών των γραφικών παραστάσεων.

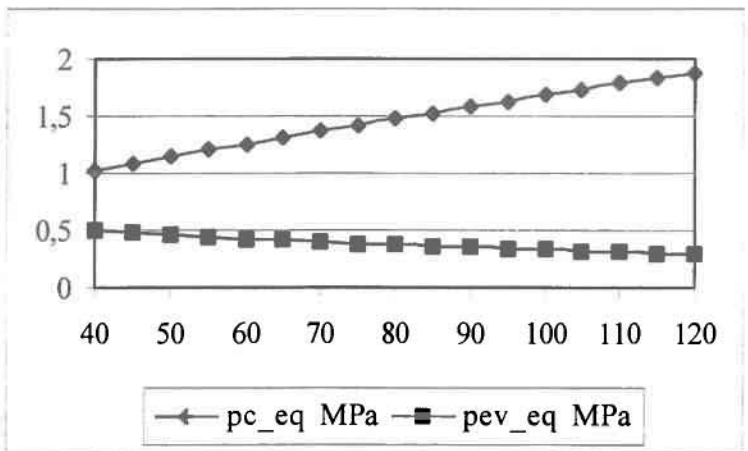
4.1. ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ -3^{0}C

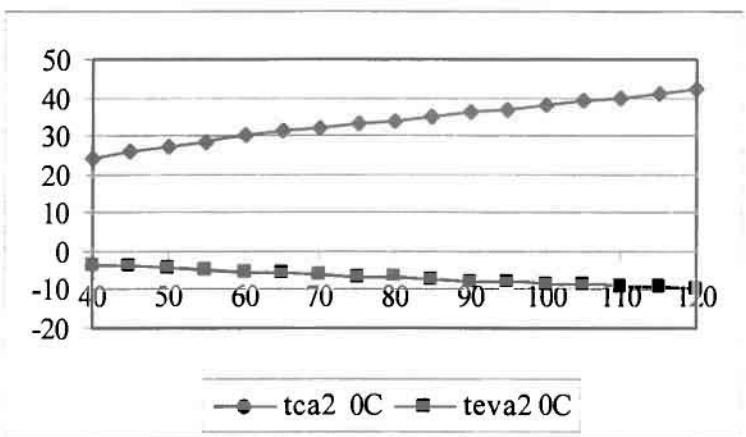
Στα διαγράμματα που ακολουθούν, παρουσιάζονται για θερμοκρασία περιβάλλοντος teva1=-3^{0}C, η θερμότητα προς διάθεση, το έργο συμπίεσης, ο COP, η υψηλή και η χαμηλή πίεση του κύκλου, η θερμοκρασία εξόδου του αέρα από τον εξατμιστήρα και από το συμπυκνωτή, η παροχή του ψυκτικού και οι ολικοί συντελεστές μετάδοσης θερμότητας. **Αυτές οι μεταβλητές παρουσιάζονται σε σχέση με τη συχνότητα λειτουργίας του συμπιεστή, η οποία μεταβάλλεται από 40-120 Hz**.

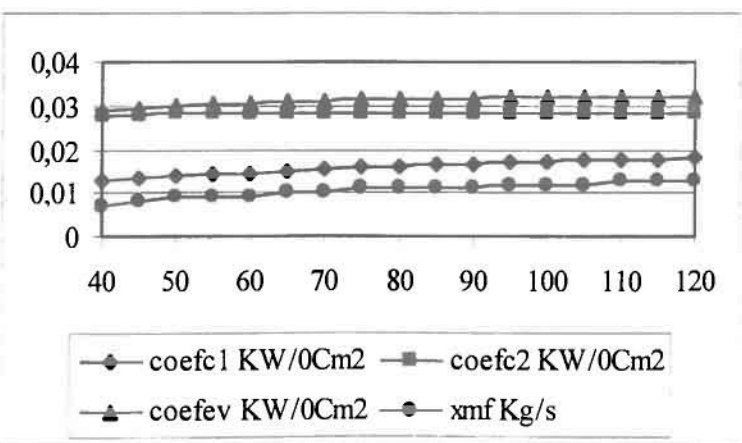
* Σπύρου Φώτης, *Υπολογιστική προσομοίωση λειτουργίας αντλίας θερμότητας*, Διπλωματική Εργασία, Εργαστήριο Φυσικών & Χημικών Διεργασιών, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Βιομηχανίας, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας, Βόλος, 1999.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38



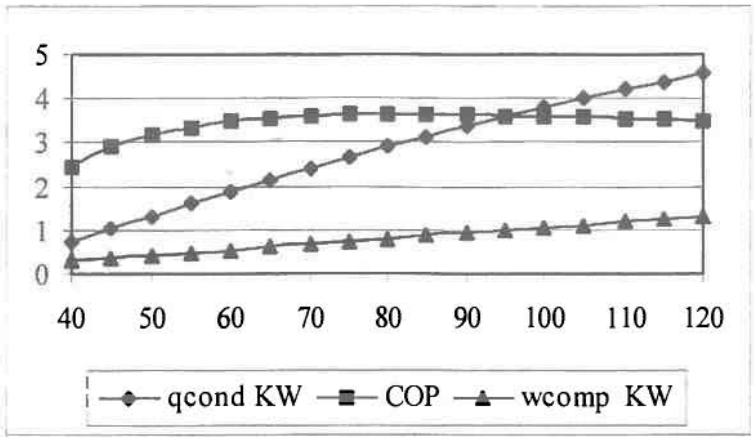


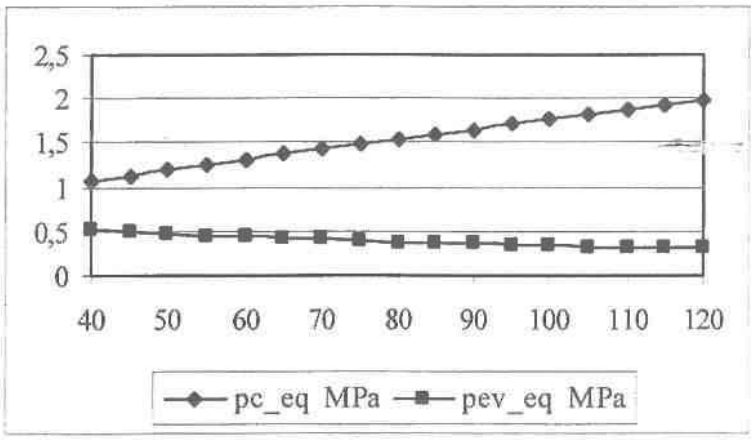


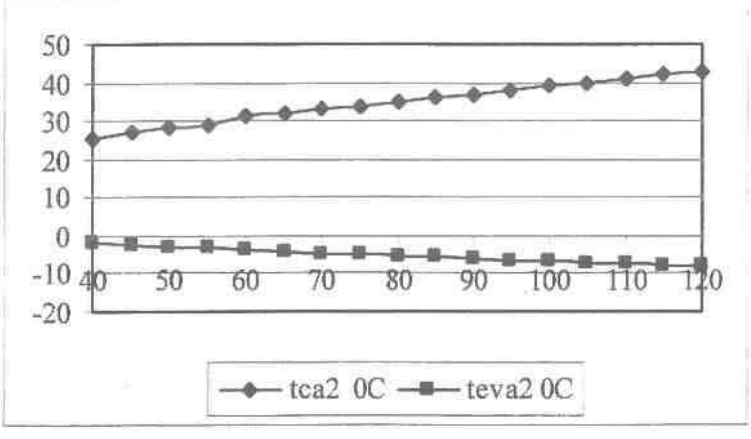


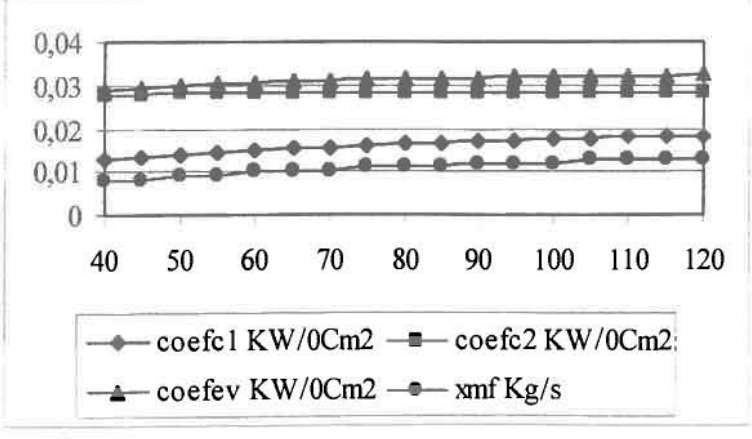
Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

4.2. ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ -1^{0}C



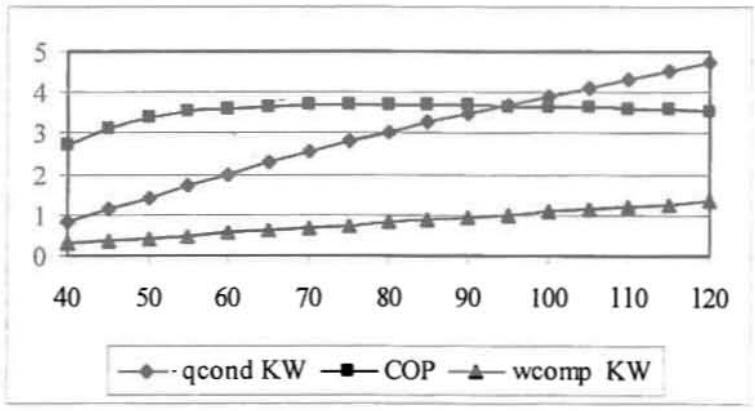


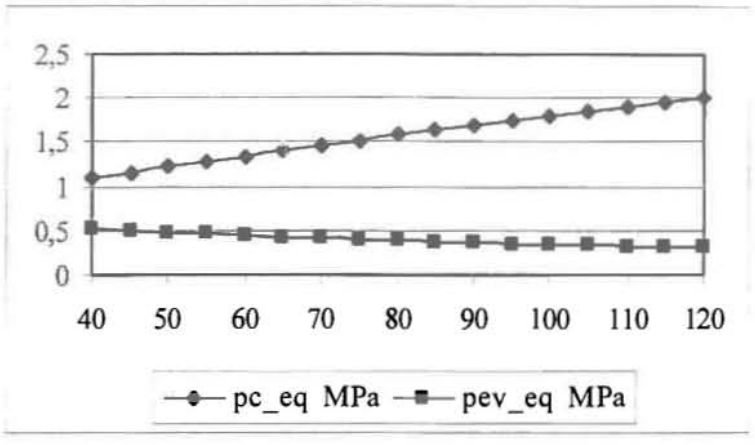


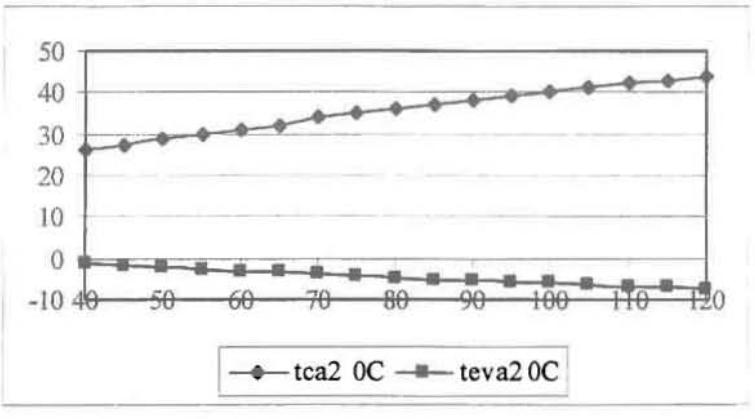


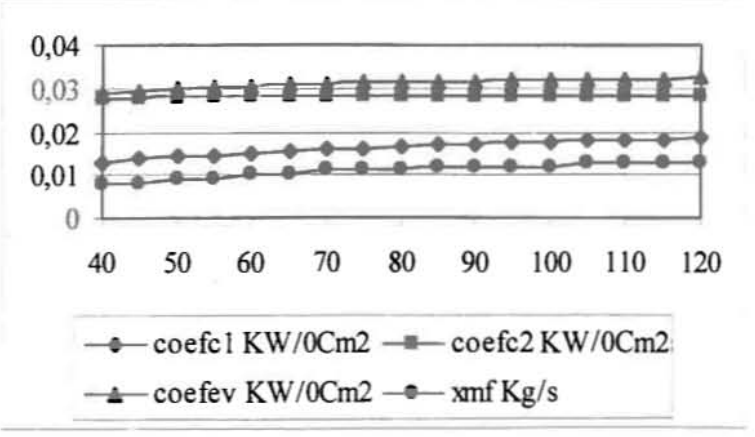
Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

4.3. ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ 0^0C



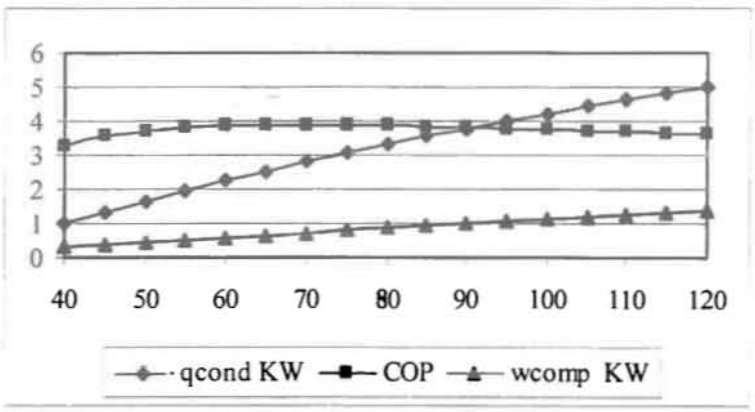


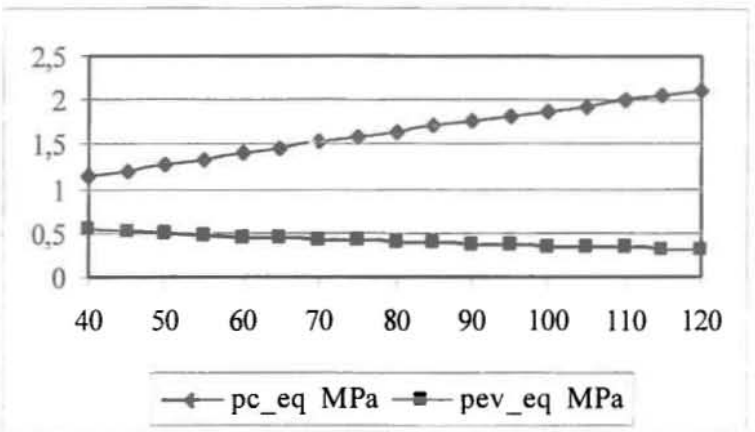


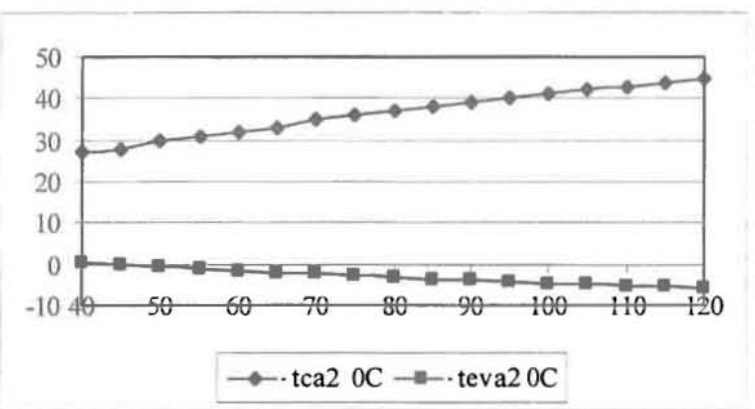


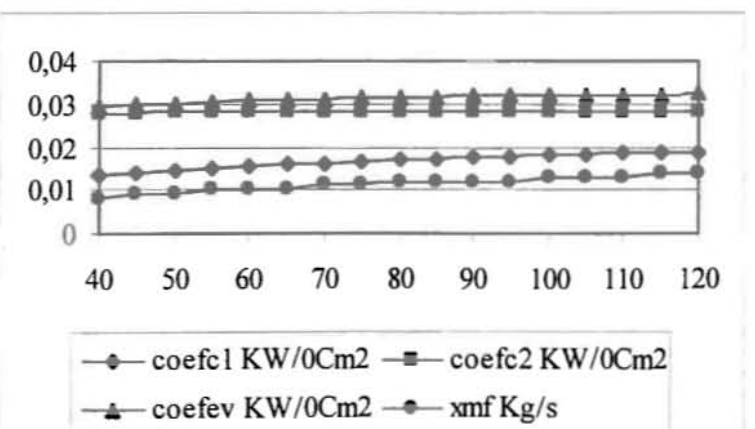
Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

4.4. ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ 2°C



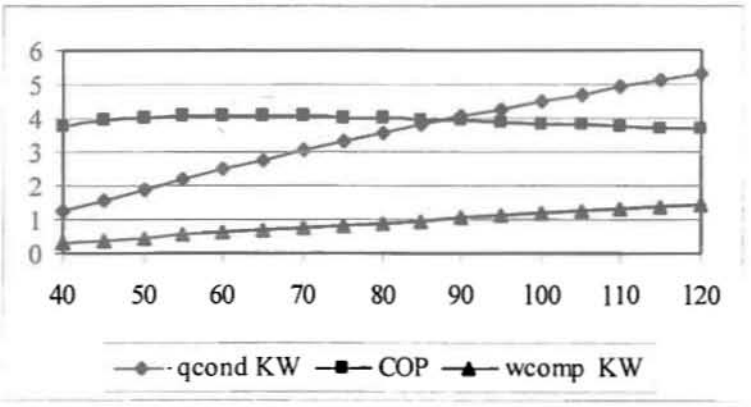


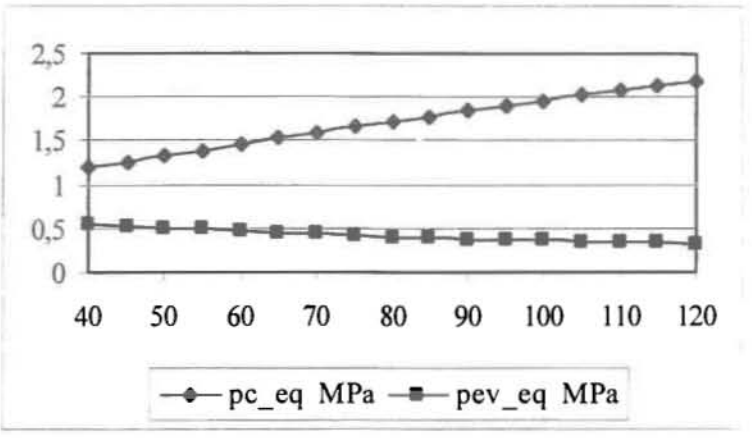


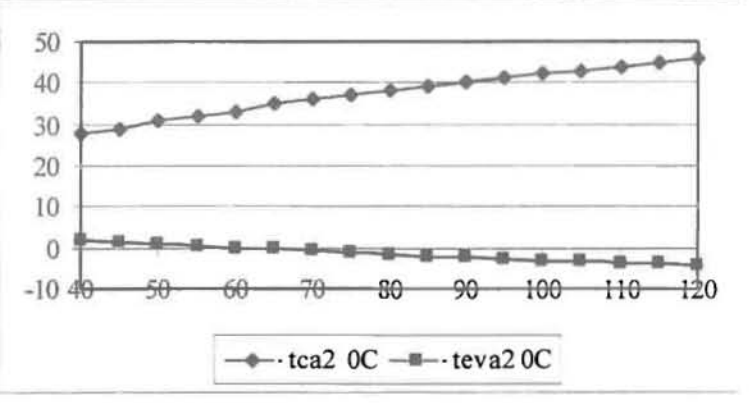


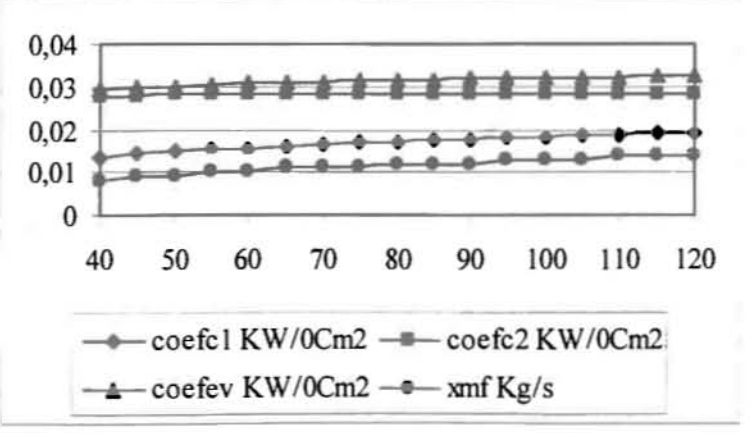
Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

4.5. ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ 4^0C



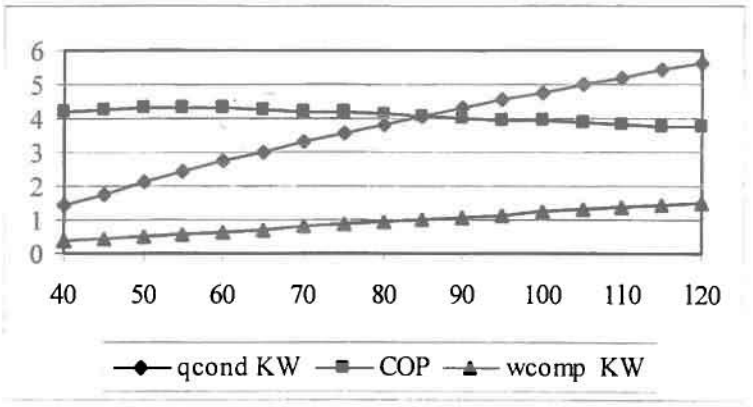


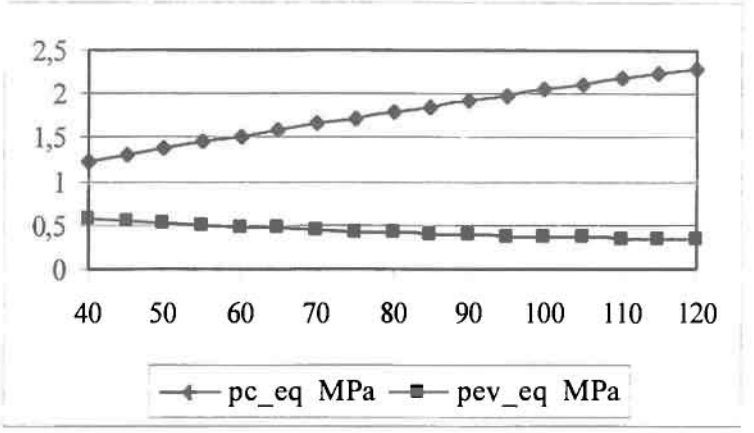


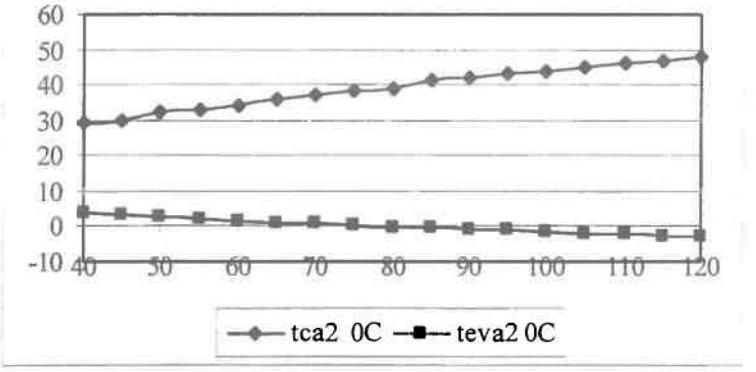


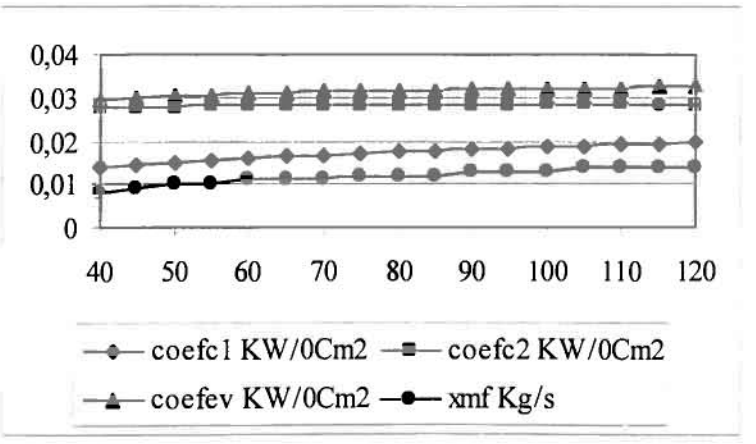
Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

4.6. ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ 6^0C



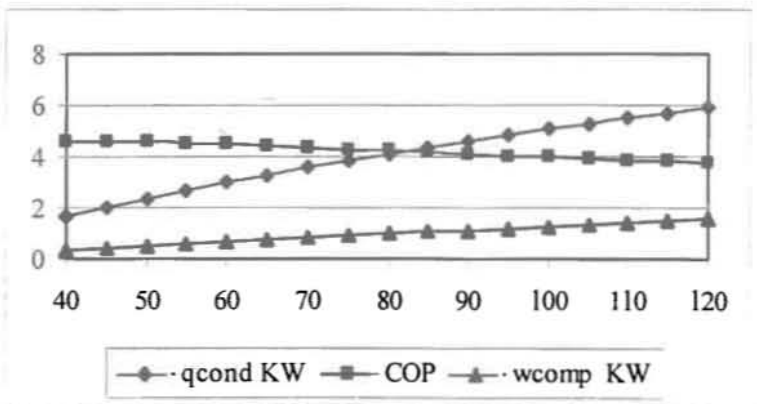


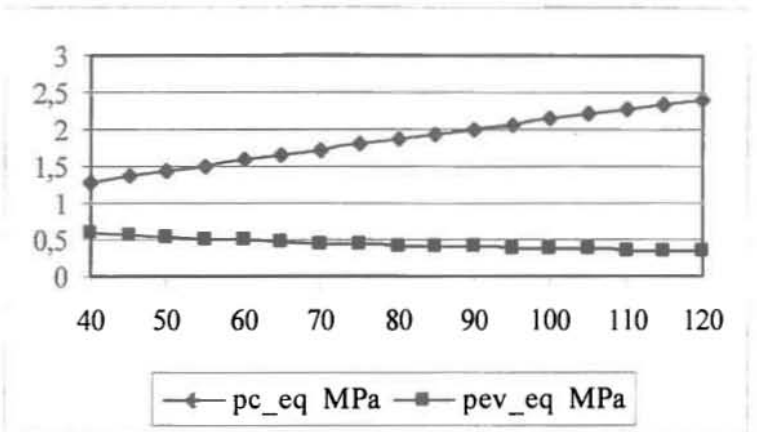


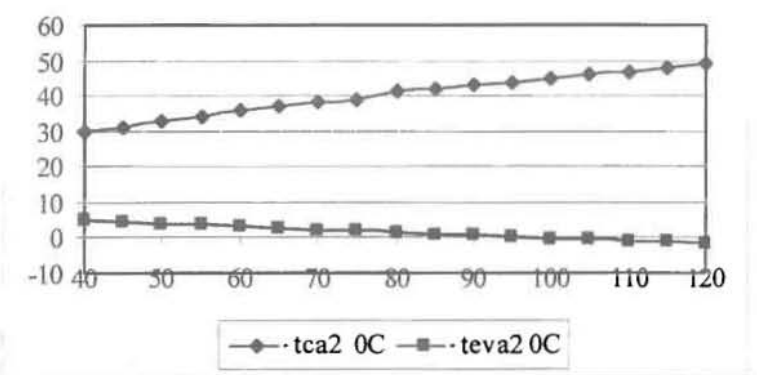


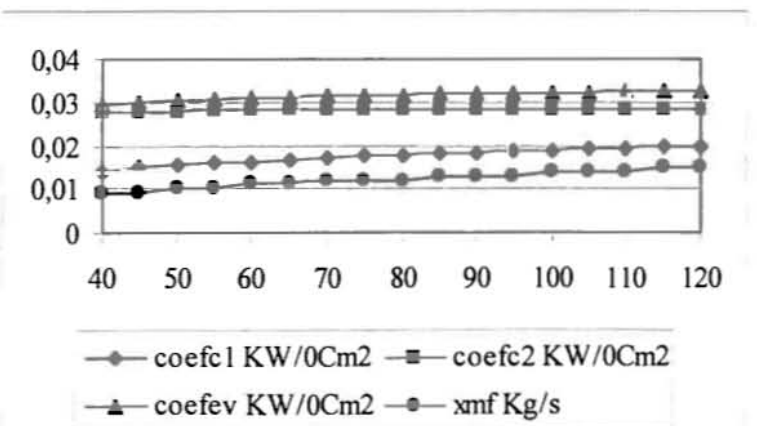
Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

4.7. ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ 8^0C



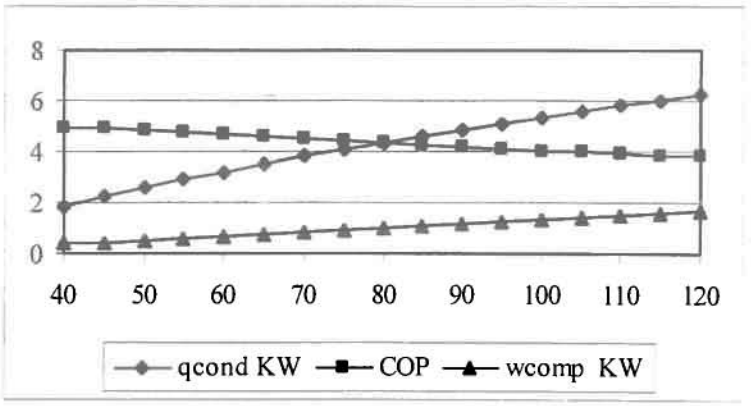


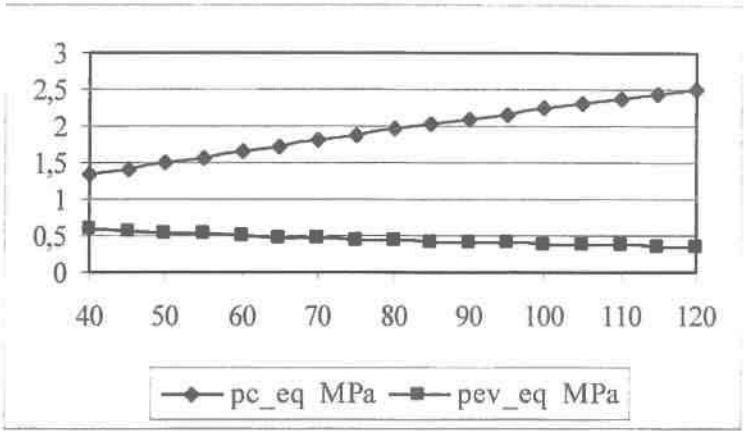


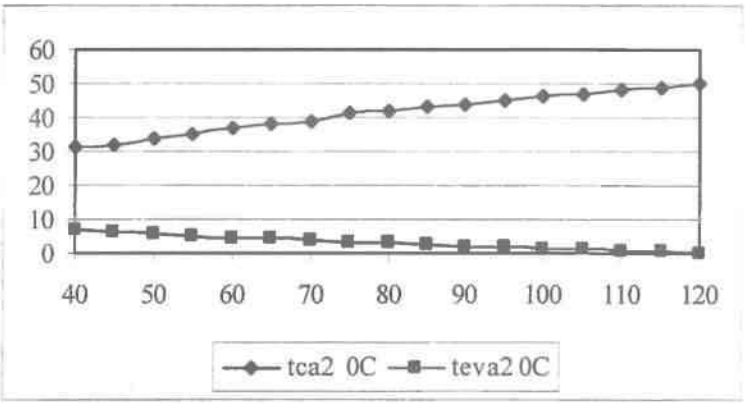


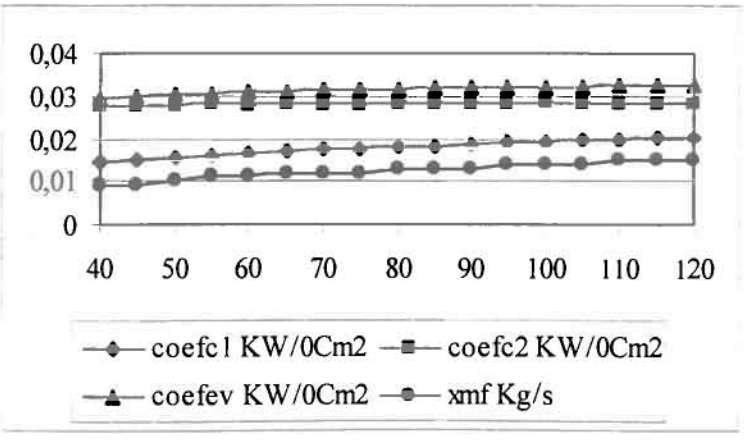
Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

4.8. ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ 10^0C





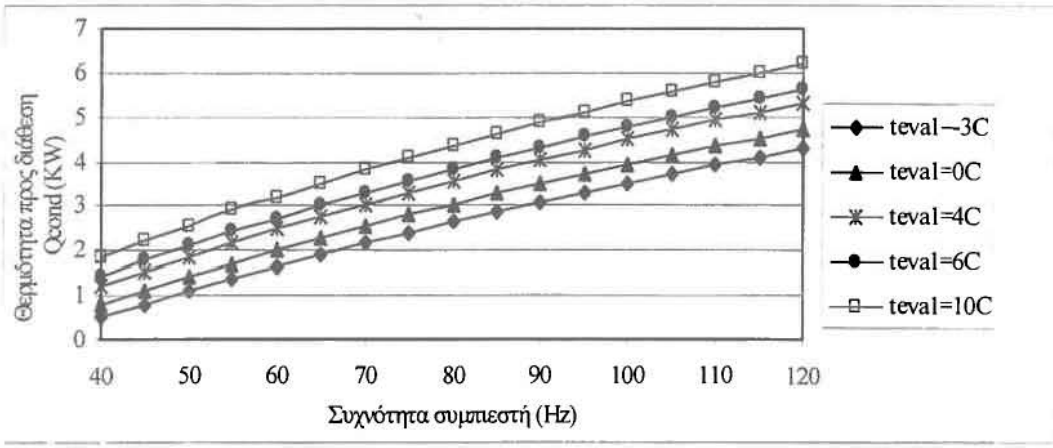


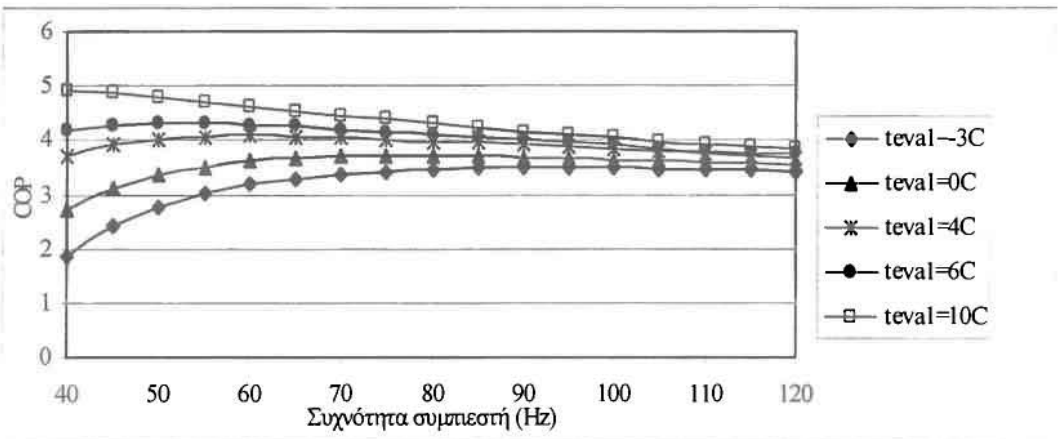


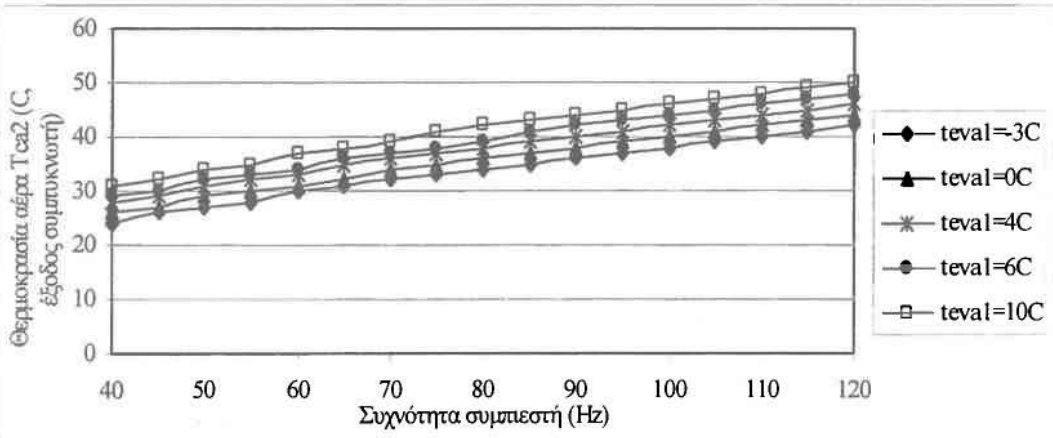
Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

4.9. ΣΥΓΚΕΝΤΡΩΤΙΚΑ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ

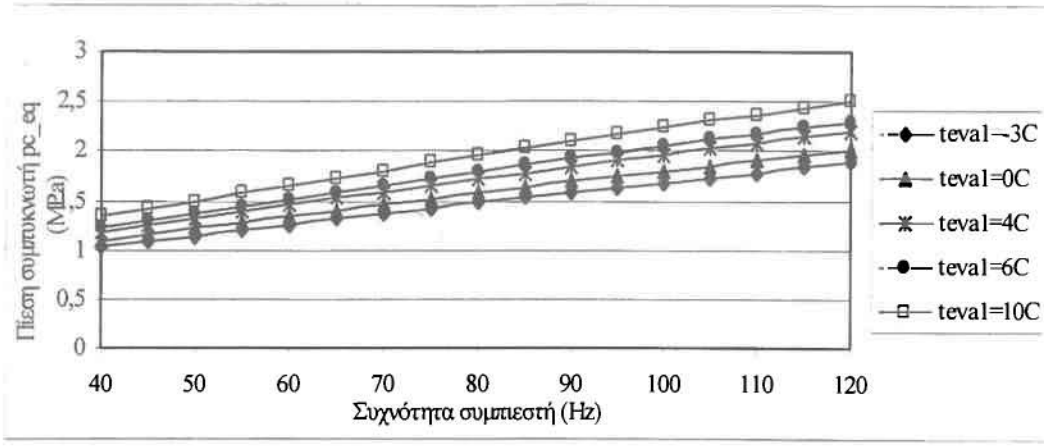
Στη συνέχεια παρουσιάζονται τα διαγράμματα που προκύπτουν από τη συγχώνευση των προηγούμενων διαγραμμάτων, για κάθε μεταβλητή χωριστά.

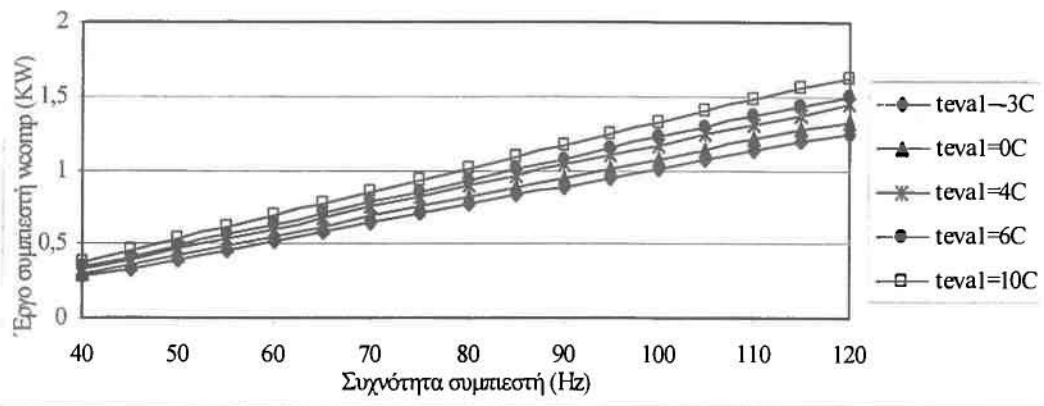


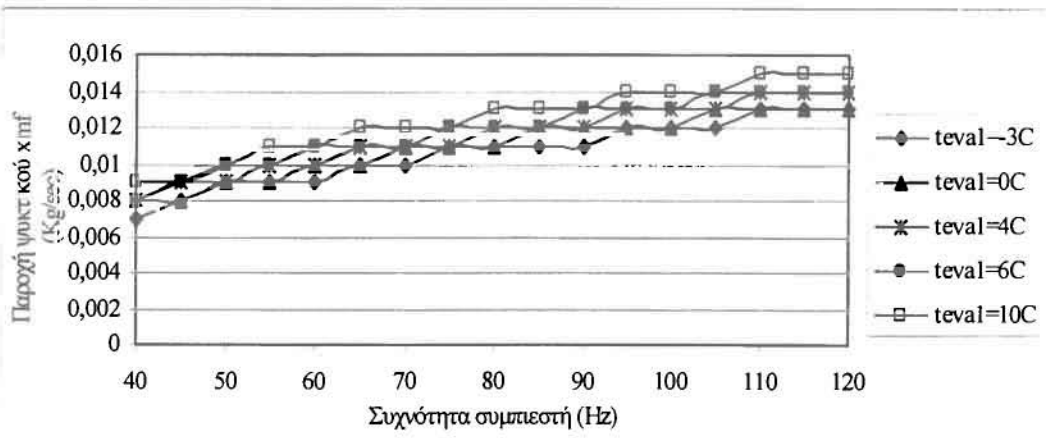




Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38



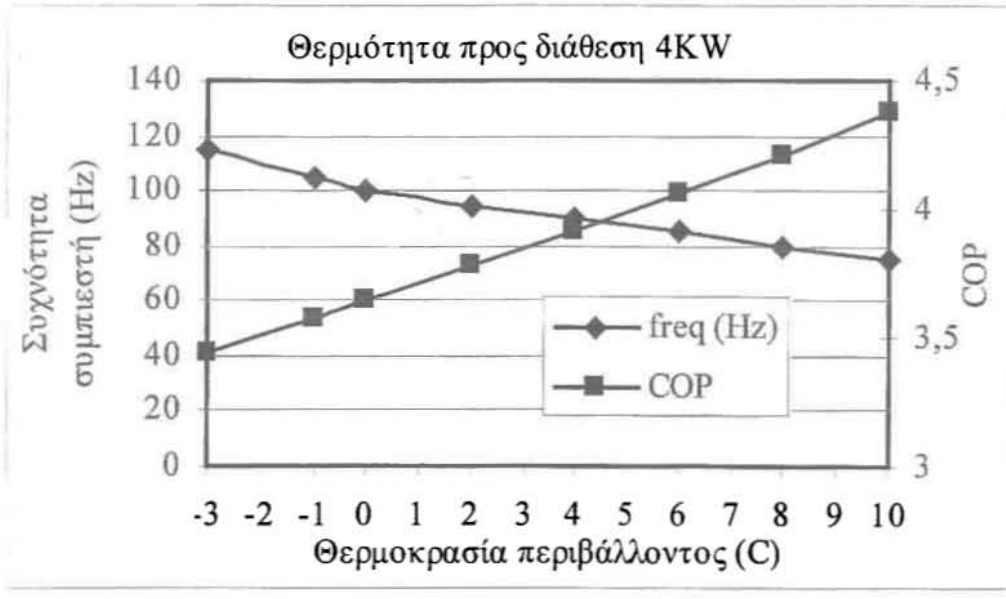




4.10. ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΣΥΧΝΟΤΗΤΑΣ ΚΑΙ ΤΟΥ COP ΜΕ ΤΗ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΤΟΥ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ

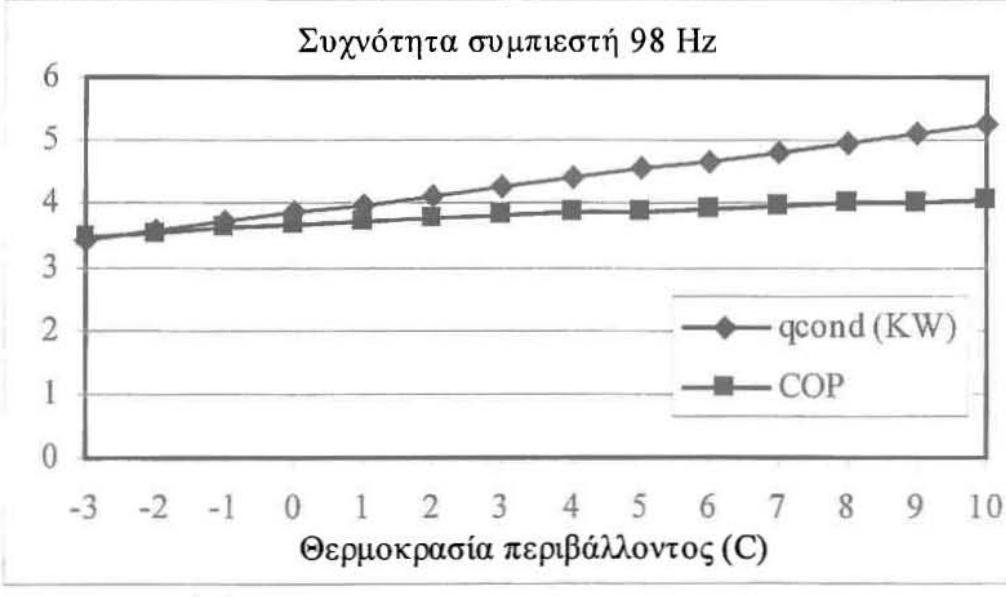
Στο διάγραμμα που ακολουθεί, απεικονίζονται η μεταβολή της συχνότητας του συμπιεστή και του συντελεστή απόδοσης COP σε σχέση με τη θερμοκρασία περιβάλλοντος. Οι συνθήκες στις οποίες αντιστοιχεί το διάγραμμα είναι τυπικές για τη θέρμανση ενός χώρου, η θερμότητα προς διάθεση είναι περίπου ίση με 4 KW.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38



4.11. ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΠΡΟΣ ΔΙΑΘΕΣΗ ΣΕ ΣΧΕΣΗ ΜΕ ΤΗ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ ΓΙΑ ΣΤΑΘΕΡΗ ΣΥΧΝΟΤΗΤΑ ΣΥΜΠΙΕΣΤΗ

Στο διάγραμμα που ακολουθεί, παρουσιάζεται η μεταβολή της θερμότητας προς διάθεση με τη θερμοκρασία περιβάλλοντος, για σταθερή συχνότητα συμπιεστή και ίση με 98 Hz, όπου έχει γίνει και το rating από τον κατασκευαστή.



Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

4.12. ΣΧΟΛΙΑΣΜΟΣ ΤΩΝ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ

Στη συνέχεια θα γίνει μια προσπάθεια να εξηγηθούν τα αποτελέσματα της προσομοίωσης.

4.12.1. ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ COP

Όπως φαίνεται από τις γραφικές παραστάσεις, το COP αυξάνεται με την αύξηση της συχνότητας του συμπιεστή μέχρι ένα μέγιστο και στη συνέχεια πέφτει. Στις πιο μικρές θερμοκρασίες περιβάλλοντος, το COP αποκτά τη μέγιστη τιμή του στις πιο υψηλές συχνότητες λειτουργίας του συμπιεστή. Όσο αυξάνεται η θερμοκρασία περιβάλλοντος, τόσο μειώνεται η τιμή της συχνότητας στην οποία το COP γίνεται μέγιστο.

Για να γίνουν πιο αντιληπτά τα παραπάνω, σημειώνεται ότι:

Για θερμοκρασία περιβάλλοντος -3^0C, το μέγιστο COP είναι 3.483 και αντιστοιχεί σε συχνότητα λειτουργίας 90-95 Hz.

Για θερμοκρασία περιβάλλοντος 4^0C, το μέγιστο COP είναι 4.086 και αντιστοιχεί σε συχνότητα λειτουργίας 60 Hz.

Για θερμοκρασία περιβάλλοντος 8^0C, το μέγιστο COP είναι 4.593 και αντιστοιχεί σε συχνότητα λειτουργίας 45 Hz.

Για θερμοκρασία περιβάλλοντος 10^0C, το μέγιστο COP είναι 4.922 και αντιστοιχεί σε συχνότητα λειτουργίας 40 Hz, δηλαδή την ελάχιστη που χρησιμοποιείται στην προσομοίωση.

Σε απόλυτες τιμές το COP κυμαίνεται 1.8-4.9 περίπου. Πρέπει να σημειωθεί ότι, όπως φαίνεται και στην αντίστοιχη γραφική παράσταση της παραγράφου 4.9, για μεγαλύτερες θερμοκρασίες περιβάλλοντος το COP έχει μεγαλύτερες τιμές, τόσο μέγιστες όσο και μετρημένες στην ίδια συχνότητα. Είναι λογικό ότι σε μεγαλύτερες θερμοκρασίες περιβάλλοντος, ο συμπιεστής της αντλίας θερμότητας μπορεί να λειτουργήσει σε πιο χαμηλές συχνότητες, ώστε να επιτύχει την ίδια αποτελεσματικότητα.

Σε χαμηλές θερμοκρασίες το θερμικό φορτίο είναι μικρό, αφού η διαφορά θερμοκρασίας εξάτμισης του ψυκτικού και του αέρα, που είναι η κινούσα δύναμη της μετάδοσης θερμότητας, είναι μικρή. Ως αποτέλεσμα, το COP είναι μικρό για θερμοκρασίες πολύ μικρές. Σε υψηλότερες θερμοκρασίες περιβάλλοντος, η θερμοκρασιακή διαφορά μεγαλώνει. Ένας δεύτερος παράγοντας που επιδρά, είναι το έργο του συμπιεστή, που είναι συνάρτηση της συχνότητας του συμπιεστή. Αυτοί οι 2 παράγοντες αλληλεπιδρούν και σε χαμηλές θερμοκρασίες περιβάλλοντος δίνουν κάποιο μέγιστο για το COP (πιο έντονη η επίδραση της θερμοκρασιακής διαφοράς), ενώ σε πιο ψηλές θερμοκρασίες περιβάλλοντος προκαλούν μια συνεχή πτωτική πορεία του COP (εξασθενεί η επίδραση της θερμοκρασιακής διαφοράς).

4.12.2. ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΠΡΟΣ ΔΙΑΘΕΣΗ QCOND ΚΑΙ ΕΡΓΟ ΣΥΜΠΙΕΣΗΣ WCOMP

Τόσο η θερμότητα προς διάθεση, όσο και το έργο του συμπιεστή αυξάνονται με την αύξηση της συχνότητας του συμπιεστή. Είναι προφανές, ότι η αύξηση της συχνότητας του συμπιεστή συνεπάγεται αύξηση του έργου συμπίεσης. Επιπλέον, επειδή η θερμότητα προς διάθεση είναι το άθροισμα του θερμικού φορτίου και του έργου συμπίεσης, είναι προφανές ότι θα αυξηθεί και αυτή με τη σειρά της.

Στις μεγαλύτερες θερμοκρασίες περιβάλλοντος (8 και 10^0C) και στις μεγαλύτερες συχνότητες του συμπιεστή, ο ρυθμός αύξησης της θερμότητας προς

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

διάθεση μειώνεται. Μάλιστα, ο ρυθμός αυτός τείνει να ταυτιστεί με το ρυθμό αύξησης του έργου συμπίεσης. Ο λόγος είναι ότι, ενώ το έργο συμπίεσης αυξάνεται με την αύξηση της συχνότητας, το θερμικό φορτίο περιορίζεται από τη θερμοκρασιακή διαφορά ψυκτικού και αέρα.

Όσον αφορά τις απόλυτες τιμές τους, τόσο η θερμότητα προς διάθεση, όσο και το έργο αυξάνονται με την αύξηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος. Σε απόλυτες τιμές η θερμότητα προς διάθεση έχει ελάχιστες τιμές από 0.5-2 KW περίπου και μέγιστες τιμές από 4.2-6.2 KW περίπου. Η ελάχιστη τιμή αντιστοιχεί στη μικρότερη θερμοκρασία περιβάλλοντος και τη μικρότερη συχνότητα, ενώ η μέγιστη τιμή αντιστοιχεί στη μεγαλύτερη θερμοκρασία περιβάλλοντος και συχνότητα. Παρομοίως, το έργο κυμαίνεται σε ελάχιστες τιμές από 0.27-0.38 KW και σε μέγιστες τιμές από 1.25-1.62 KW.

4.12.3. ΥΨΗΛΗ ΠΙΕΣΗ pc_eq, ΧΑΜΗΛΗ ΠΙΕΣΗ pev_eq, ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΕΞΟΔΟΥ ΑΕΡΑ ΑΠΟ ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΗ tca2 ΚΑΙ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΕΞΟΔΟΥ ΑΕΡΑ ΑΠΟ ΕΞΑΤΜΙΣΤΗΡΑ teva2

Από τις γραφικές παραστάσεις φαίνεται ότι η αύξηση της συχνότητας οδηγεί σε αύξηση της πίεσης του συμπυκνωτή και της θερμοκρασίας εξόδου του αέρα από το συμπυκνωτή. Παράλληλα, οδηγεί σε μείωση της πίεσης του εξατμιστήρα και μείωση της θερμοκρασίας εξόδου του αέρα από τον εξατμιστήρα. Τα αποτελέσματα είναι λογικά, αφού η αύξηση της συχνότητας οδηγεί σε αύξηση του έργου συμπίεσης, που οδηγεί σε υψηλότερες πιέσεις συμπύκνωσης.

Εξάλλου, η αύξηση της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος οδηγεί σε αύξηση των τιμών των παραπάνω μεγεθών για σταθερή συχνότητα συμπιεστή. Σε απόλυτες τιμές, τα παραπάνω μεγέθη μεταβάλλονται ως ακολούθως:

- Η πίεση συμπύκνωσης σε ελάχιστες τιμές από 1-1.33 MPa (40 Hz, -3 ως 10 ^{0}C) και σε μέγιστες τιμές από 1.8-2.5 MPa (120 Hz, -3 ως 10 ^{0}C).
- Η πίεση εξάτμισης σε ελάχιστες τιμές από 0.29-0.34 MPa (120 Hz, -3 ως 10 ^{0}C) και σε μέγιστες τιμές από 0.5-0.6 MPa (40 Hz, -3 ως 10 ^{0}C).
- Η θερμοκρασία εξόδου του αέρα από το συμπυκνωτή σε ελάχιστες τιμές από 24-31 ^{0}C (40 Hz, -3 ως 10 ^{0}C) και σε μέγιστες τιμές από 42-50^{0}C (120 Hz, -3 ως 10 ^{0}C).
- Η θερμοκρασία εξόδου του αέρα από τον εξατμιστήρα σε ελάχιστες τιμές από -9.5 ως 0.2^{0}C (120 Hz, -3 ως 10 ^{0}C) και σε μέγιστες τιμές από –3.5 ως 6.8^{0}C (40 Hz, -3 ως 10 ^{0}C).

4.12.4. ΟΛΙΚΟΙ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΕΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΚΑΙ ΜΑΖΙΚΗ ΠΑΡΟΧΗ ΨΥΚΤΙΚΟΥ

Η μεταβολή των ολικών συντελεστών μετάδοσης θερμότητας με τη θερμοκρασία περιβάλλοντος είναι ανεπαίσθητα αυξητική, σχεδόν μηδενική. Η μεταβολή των συντελεστών με τη συχνότητα του συμπιεστή είναι επίσης ανεπαίσθητη, εκτός από τον ολικό συντελεστή στο υπέρθερμο τμήμα του συμπυκνωτή, που παρουσιάζει μικρή αύξηση. Σε απόλυτες τιμές ο ολικός συντελεστής του εξατμιστήρα κυμαίνεται γύρω στα 0.03 KW/^{0}Cm^2 και είναι ελάχιστα μεγαλύτερος του ολικού συντελεστή του διφασικού τμήματος του συμπυκνωτή (περίπου 0.028 KW/^{0}Cm^2). Πιο μικρός είναι ο συντελεστής του υπέρθερμου τμήματος του συμπυκνωτή, που κυμαίνεται από 0.012 ως 0.02 KW/^{0}Cm^2.

Η μαζική παροχή του ψυκτικού αυξάνεται με την αύξηση της συχνότητας του συμπιεστή και κυμαίνεται γύρω στα 0.01 Kg/sec. Επίσης, παρουσιάζει μια μικρή

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

αύξηση όταν αυξάνεται η θερμοκρασία περιβάλλοντος, για σταθερή συχνότητα συμπιεστή.

4.12.5. ΕΠΙΠΡΟΣΘΕΤΕΣ ΠΑΡΑΤΗΡΗΣΕΙΣ

Όπως φαίνεται από το διάγραμμα της παραγράφου 4.10, που αντιστοιχεί σε σταθερή και τυπική τιμή της θερμότητας προς διάθεση (4 KW), η αύξηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος οδηγεί σε αύξηση του COP και σε μείωση της συχνότητας του συμπιεστή.

Το διάγραμμα της παραγράφου 4.11 παρουσιάζει τη μεταβολή της θερμότητας προς διάθεση και του COP με τη μεταβολή της θερμοκρασίας περιβάλλοντος, για σταθερή συχνότητα συμπιεστή. Η συχνότητα συμπιεστή επιλέγηκε 98 Hz, τιμή στην οποία υπήρχαν δεδομένα από τον κατασκευαστή για τη λειτουργία της θέρμανσης. Από το διάγραμμα αυτό συνάγεται ότι η αύξηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος οδηγεί σε αύξηση τόσο του COP όσο και της θερμότητας προς διάθεση.

Αξίζει να σχολιαστεί η θερμοκρασία εξόδου του αέρα από το συμπυκνωτή. Από τα διαγράμματα φαίνεται ότι η αύξηση της συχνότητας και της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος, προκαλεί αύξηση της tca2. Πιο συγκεκριμένα, η αύξηση της συχνότητας προκαλεί αύξηση της θερμότητας προς διάθεση. Για να ικανοποιείται το ισοζύγιο ενέργειας (σύμφωνα με τη σχέση του κεφαλαίου 3):

$$Q_{cd} = m_c Cp_c (T_{co} - T_{ci}) \Rightarrow T_{co} = T_{ci} + \frac{Q_{cd}}{m_c Cp_c}$$

πρέπει να αυξηθεί και η θερμοκρασία εξόδου του αέρα.

Από την άλλη πλευρά, η αύξηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος οδηγεί σε αύξηση της θερμότητας προς διάθεση, που σύμφωνα με την προηγούμενη σχέση, πάλι οδηγεί σε αύξηση της θερμοκρασίας εξόδου του αέρα από το συμπυκνωτή. Ο ρυθμός αύξησης της θερμοκρασίας μειώνεται όσο αυξάνει η συχνότητα. Αυτό οφείλεται στο ότι περιορίζεται η θερμότητα προς διάθεση και ότι η θερμοκρασία του αέρα δε μπορεί να γίνει μεγαλύτερη της θερμοκρασίας συμπύκνωσης του ψυκτικού.

4.13. ΑΛΛΑΓΗ ΙΣΧΥΟΣ ΑΝΕΜΙΣΤΗΡΑ

Ο κατασκευαστής δίνει στοιχεία για την ισχύ των ανεμιστήρων του συμπυκνωτή και του εξατμιστήρα. Από τα στοιχεία αυτά υπολογίζονται οι παροχές εισόδου του αέρα στο συμπυκνωτή και τον εξατμιστήρα, που είναι αντίστοιχα:

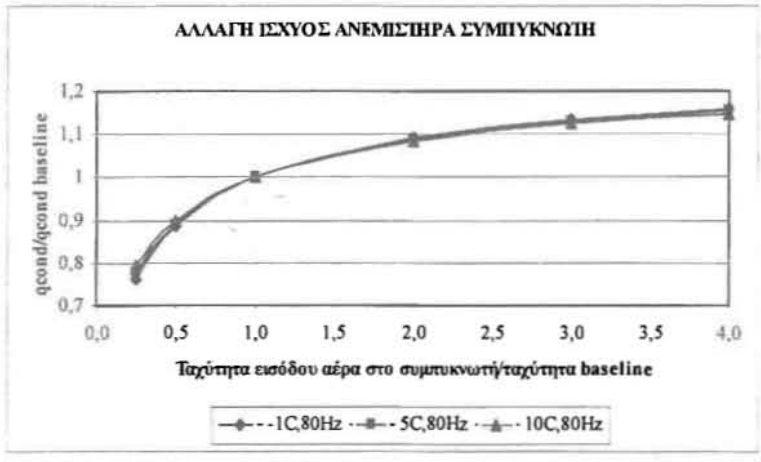
- **Qaircond=0.219m/s, baseline.**
- **Qairevap=0.47m/s, baseline.**

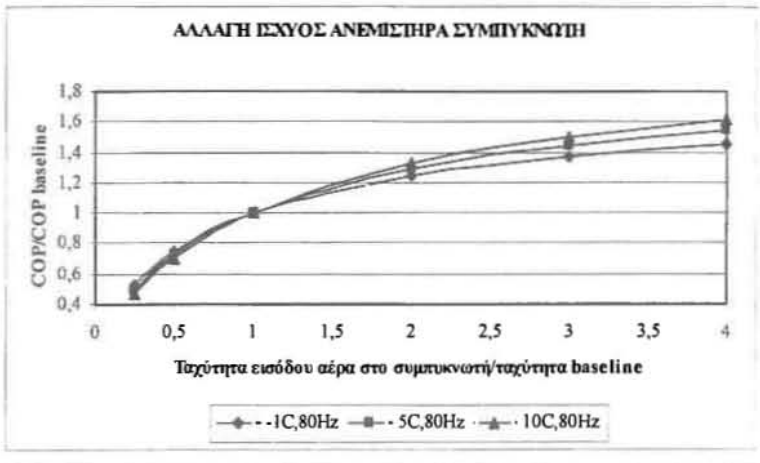
Στα πλαίσια της διερεύνησης των δυνατοτήτων της κλιματιστικής μονάδας, τόσο από τεχνική όσο και από οικονομική σκοπιά, κρίθηκε σκόπιμη η προσομοίωση για διαφορετικές ταχύτητες εισόδου του αέρα στους εναλλάκτες. Διερευνήθηκαν τρεις περιπτώσεις:

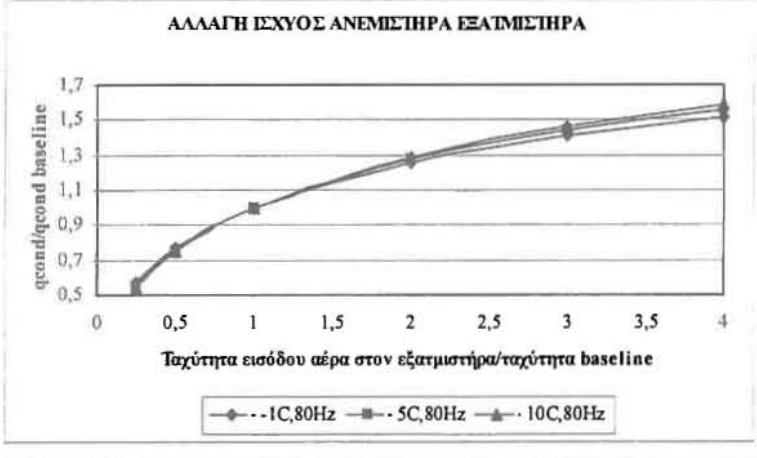
1. Αλλαγή ισχύος του ανεμιστήρα του συμπυκνωτή μόνο.
2. Αλλαγή ισχύος του ανεμιστήρα του εξατμιστήρα μόνο.
3. Ταυτόχρονη αλλαγή της ισχύος και των δύο ανεμιστήρων.

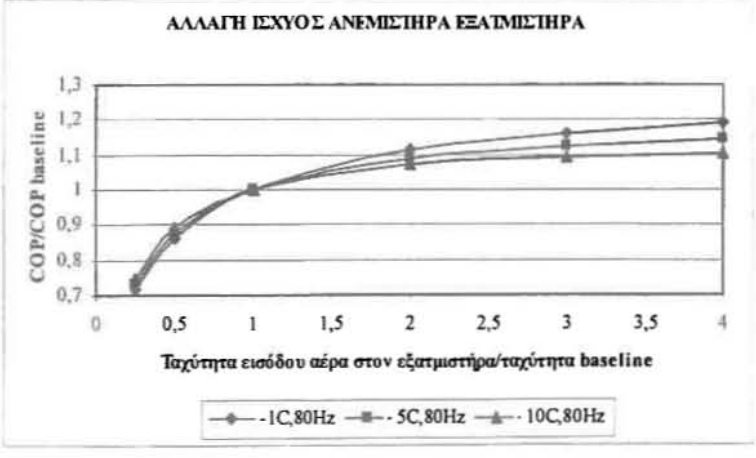
Επιλέγηκαν αντιπροσωπευτικές τιμές της θερμοκρασίας περιβάλλοντος (-1, 5, 10 C) και της συχνότητας του συμπιεστή (45, 80, 100 Hz) και υπολογίστηκαν η θερμότητα προς διάθεση και το COP. Στα επόμενα διαγράμματα, σε κανονικοποιημένους άξονες, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

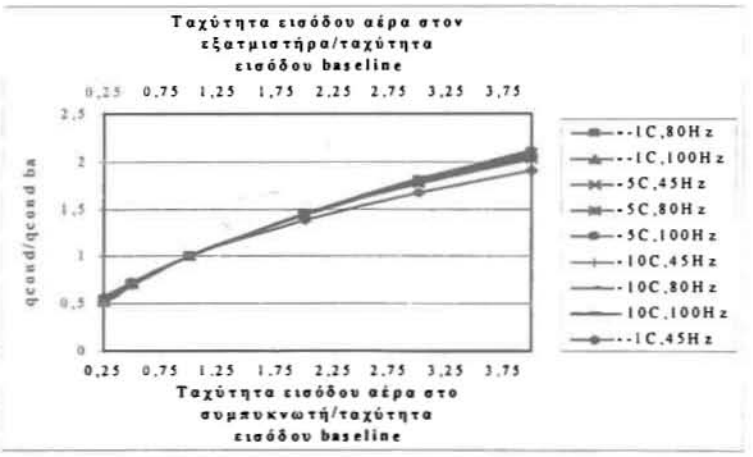


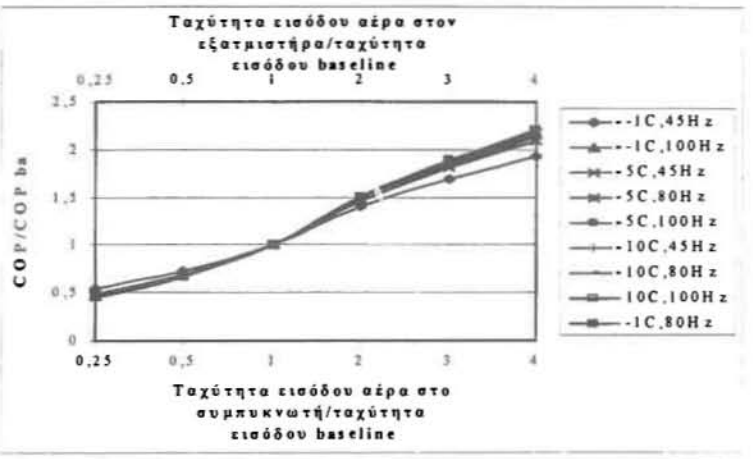


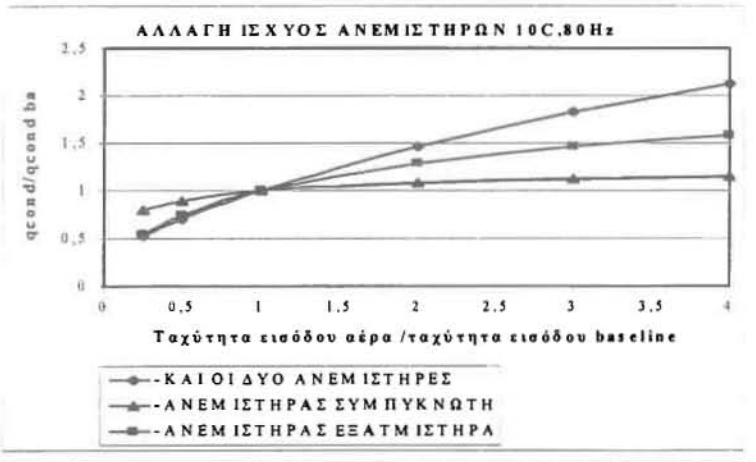




Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38







Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Στα διαγράμματα αυτά ο οριζόντιος άξονας είναι κανονικοποιημένος ως προς την ταχύτητα baseline, ενώ ο κατακόρυφος άξονας είναι κανονικοποιημένος ως προς την τιμή της θερμότητας προς διάθεση ή του COP, που αντιστοιχεί στην ταχύτητα baseline.

Όπως φαίνεται από τα διαγράμματα αυτά, ο τετραπλασιασμός και των 2 ταχυτήτων, οδηγεί σε αύξηση της θερμότητας προς διάθεση κατά 2.11 φορές και του COP κατά 2.21 φορές. Το γεγονός αυτό δείχνει ότι υπάρχουν περιθώρια διερεύνησης πιθανών βελτιώσεων της κλιματιστικής μονάδας, ώστε να είναι πιο αποδοτική. Αυτό όμως, μπορεί να γίνει μόνο με παράλληλη διερεύνηση του κόστους, που επιφέρει μια τέτοια αλλαγή. Μια τέτοια διερευνητική απόπειρα θα παρουσιαστεί σε επόμενο κεφάλαιο της εργασίας.

Από τα διαγράμματα όπου αλλάζει μόνο η ταχύτητα εισόδου του αέρα στο συμπυκνωτή ή μόνο στον εξατμιστήρα, εξάγονται ορισμένα ενδιαφέροντα συμπεράσματα. Η αλλαγή ταχύτητας εισόδου στο συμπυκνωτή συνεισφέρει το μεγαλύτερο μέρος της αύξησης του COP, ενώ η αλλαγή ταχύτητας εισόδου στον εξατμιστήρα συνεισφέρει το μεγαλύτερο μέρος της αύξησης της θερμότητας προς διάθεση.

Πρέπει επίσης να σημειωθεί, ότι λόγω της κανονικοποίησης των αξόνων θα αναμενόταν οι σειρές που αντιστοιχούν σε διαφορετικές θερμοκρασίες περιβάλλοντος και συχνότητες συμπιεστή να συμπίπτουν σε μία καμπύλη σε κάθε διάγραμμα. Αυτό επιτυγχάνεται αρκετά καλά, ιδίως στους μικρότερους λόγους σε σχέση με την ταχύτητα baseline.

4.14. ΒΕΛΤΙΩΣΗ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΩΝ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΑΠΟ ΤΗΝ ΠΛΕΥΡΑ ΤΟΥ ΑΕΡΑ

Από τις προσομοιώσεις που έγιναν, κατέστη προφανές ότι η κυρίαρχη αντίσταση στη μετάδοση θερμότητας στους 2 εναλλάκτες προέρχεται από την πλευρά του άερα. Για να γίνει πιο κατανοητό αυτό, σημειώνεται ότι για συχνότητα συμπιεστή 98 Hz, οι επιμέρους αντιστάσεις από την πλευρά του ψυκτικού και από την πλευρά του αέρα, παίρνουν τις τιμές:

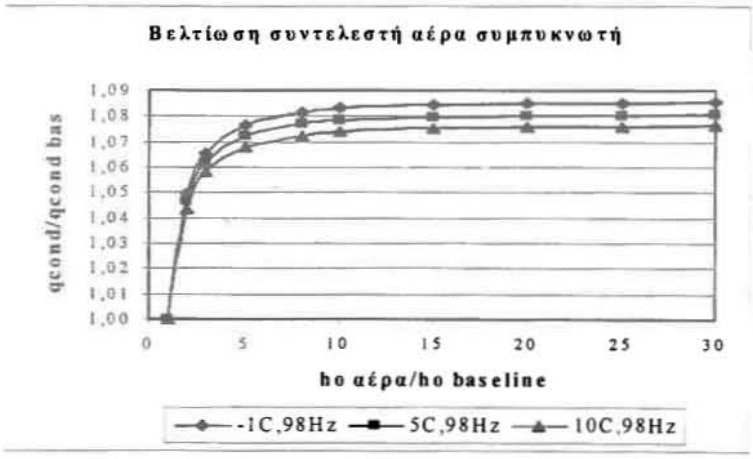
- Υπέρθερμο τμήμα συμπυκνωτή: ψυκτικό 21.79 και αέρας 29.28 m^2C/KW.
- Διφασικό τμήμα συμπυκνωτή: ψυκτικό 5.17 και αέρας 29.27 m^2C/KW.
- Εξατμιστήρας: ψυκτικό 1.99 και αέρας 28.21 m^2C/KW.

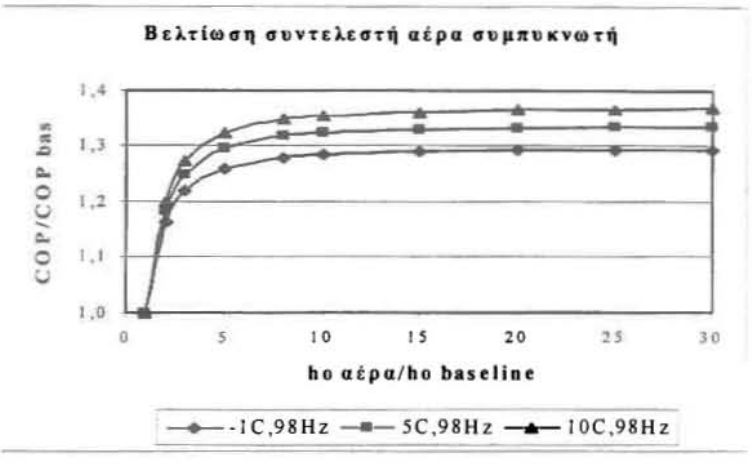
Για να εξεταστεί τι συμβαίνει αν αυξηθεί η επίδραση της αντίστασης του ψυκτικού στη μετάδοση θερμότητας, έγιναν διαδοχικές προσομοιώσεις με αύξηση του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του αέρα. Όπως και κατά τον έλεγχο της αλλαγής ισχύος των ανεμιστήρων, αυτό έγινε σε τρία στάδια:

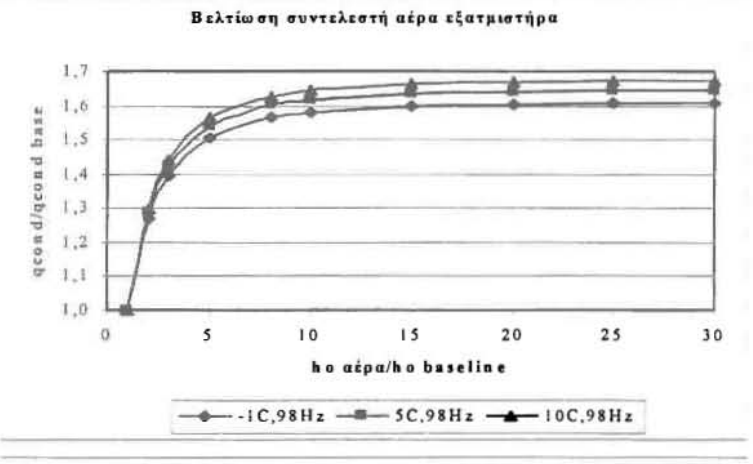
1. Βελτίωση του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του αέρα μόνο για το συμπυκνωτή.
2. Βελτίωση του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του αέρα μόνο για τον εξατμιστήρα.
3. Ταυτόχρονη βελτίωση του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του αέρα και για τους δύο εναλλάκτες.

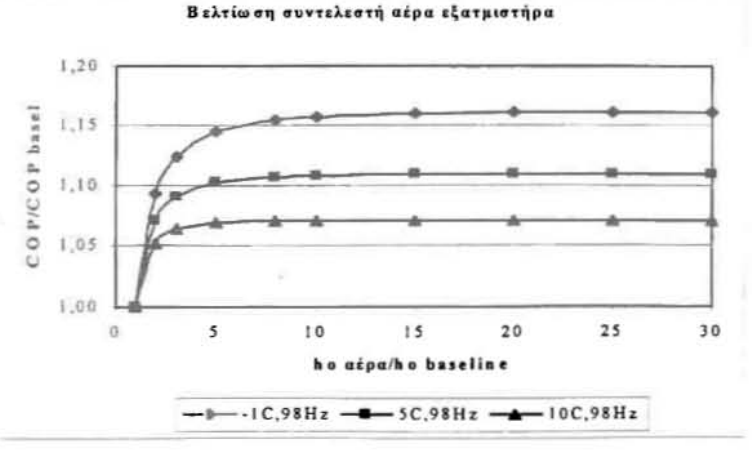
Επιλέγηκαν αντιπροσωπευτικές τιμές της θερμοκρασίας περιβάλλοντος (-1, 5, 10 C) και της συχνότητας του συμπιεστή (98 Hz) και υπολογίστηκαν η θερμότητα προς διάθεση και το COP. Στα επόμενα διαγράμματα, σε κανονικοποιημένους άξονες, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων. Οι τιμές baseline είναι οι τιμές που δίνει το μοντέλο, όταν η προσομοίωση γίνεται υπό κανονικές συνθήκες, χωρίς βελτιώσεις.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

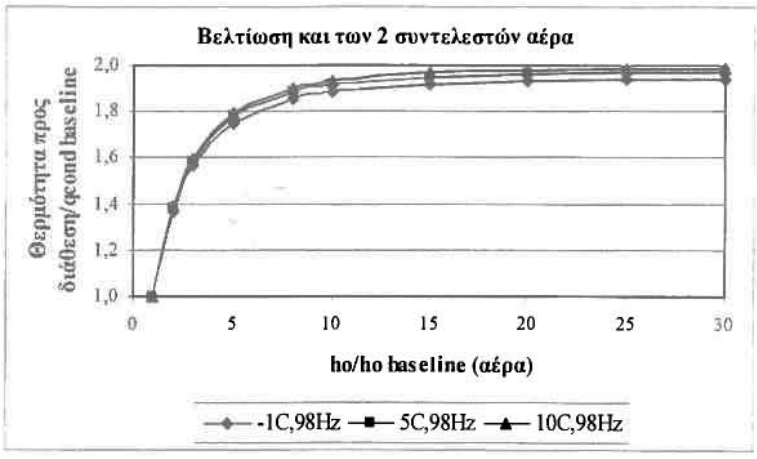


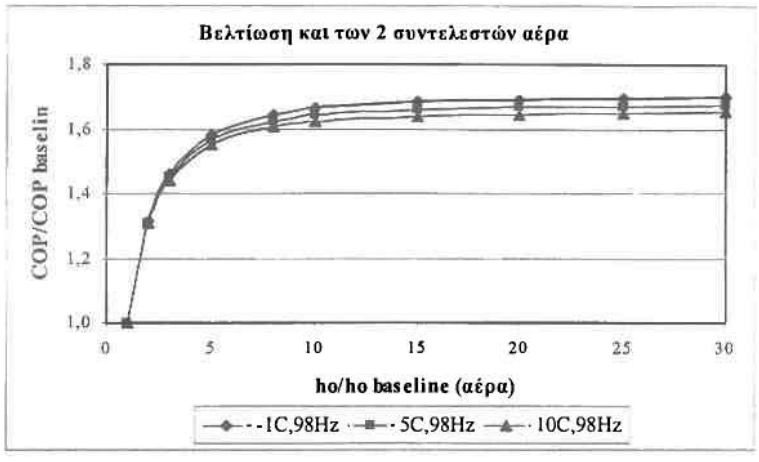


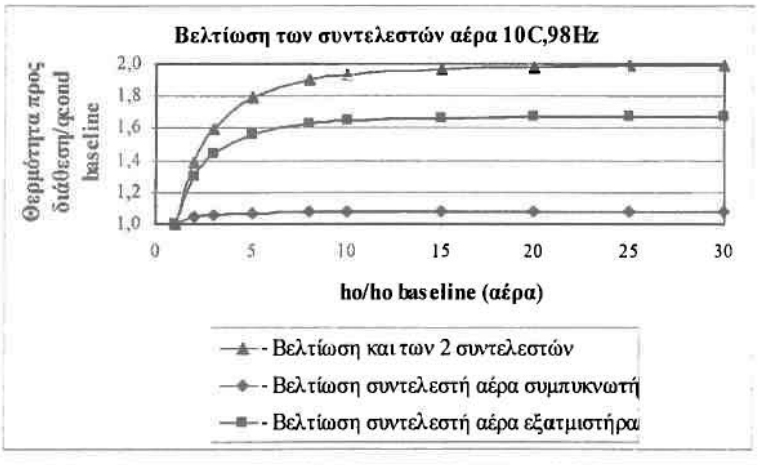


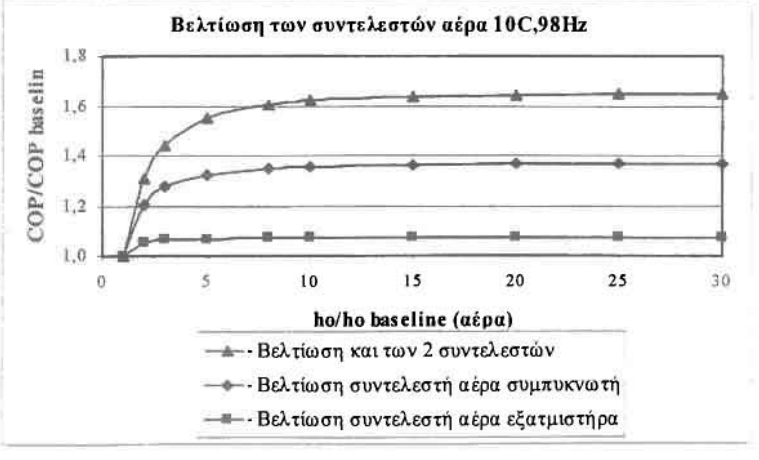


Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38









Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Από τα διαγράμματα αυτά φαίνεται ότι για 15 φορές μεγαλύτερους συντελεστές αέρα, τόσο η θερμότητα προς διάθεση, όσο και το COP πιάνουν το 90-99% της μέγιστης τιμής τους. Επίσης, φαίνεται από τα διαγράμματα αυτά ότι ο τριαντα-πλασιασμός και των 2 συντελεστών, οδηγεί σε αύξηση της θερμότητας προς διάθεση κατά 1.99 φορές και του COP κατά 1.65 φορές. Το γεγονός αυτό δείχνει για μια ακόμη φορά ότι υπάρχουν περιθώρια διερεύνησης πιθανών βελτιώσεων της κλιματιστικής μονάδας, ώστε να είναι πιο αποδοτική. Αυτό όμως, μπορεί να γίνει μόνο με παράλληλη διερεύνηση του κόστους, που επιφέρει μια τέτοια αλλαγή. Μια τέτοια διερευνητική απόπειρα θα παρουσιαστεί σε επόμενο κεφάλαιο της εργασίας. Επίσης, θα παρουσιαστούν και οι τρόποι με τους οποίους μπορεί να αυξηθεί ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του αέρα.

Από τα διαγράμματα όπου αλλάζει μόνο ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας του αέρα στο συμπυκνωτή ή μόνο στον εξατμιστήρα, εξάγονται ορισμένα ενδιαφέροντα συμπεράσματα. Η αύξηση του συντελεστή του αέρα στο συμπυκνωτή συνεισφέρει το μεγαλύτερο μέρος της αύξησης του COP, ενώ η αύξηση του συντελεστή του αέρα στον εξατμιστήρα συνεισφέρει το μεγαλύτερο μέρος της αύξησης της θερμότητας προς διάθεση. Αυτό είναι σε συμφωνία με τα αντίστοιχα αποτελέσματα, που προέκυψαν για την αλλαγή ισχύος του εξατμιστήρα.

Πρέπει επίσης να σημειωθεί, ότι λόγω της κανονικοποίησης των αξόνων θα αναμενόταν οι σειρές που αντιστοιχούν σε διαφορετικές θερμοκρασίες περιβάλλοντος και συχνότητες συμπιεστή να συμπίπτουν σε μία καμπύλη σε κάθε διάγραμμα. Αυτό όμως, δεν επιτυγχάνεται καλά, ιδίως στους μεγαλύτερους λόγους σε σχέση με το συντελεστή baseline του αέρα.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5

ΟΙΚΟΝΟΜΙΚΗ ΑΝΑΑΥΣΗ – U.S. Dep. Of Energy (DOE)

5.1. ΑΝΑΑΥΣΗ ΑΠΟ ΤΗ ΣΚΟΠΙΑ ΤΟΥ ΜΗΧΑΝΙΚΟΥ

5.1.1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Τα κλιματιστικά αέρος δωματίου είναι συναρμολογημένα εξαρτήματα τοποθετημένα σε θήκη, σχεδιασμένα ως μία μονάδα που τοποθετείται στον τοίχο. Σχεδιάζεται πρωταρχικά για να παρέχει ψυχρό ή θερμό κλίμα αέρα σε ένα κλειστό χώρο, δωμάτιο ή ζώνη. Η θερμότητα μερικές φορές παρέχεται από λειτουργία αντλίας θερμότητας, στοιχεία ηλεκτρικής αντίστασης ή από συνδυασμό και των δύο.

Τα κλιματιστικά αποτελούνται από εξαρτήματα από την πλευρά του ψυκτικού και εξαρτήματα από την πλευρά του αέρα, που όλα είναι τοποθετημένα μαζί. Τα εξαρτήματα από την πλευρά του ψυκτικού είναι ο εξατμιστήρας (εσωτερική σπείρα, indoor unit), ο συμπυκνωτής (outdoor unit) και ο τριχοειδής σωλήνας. Αυτά τα εξαρτήματα συνδέονται μεταξύ τους με σωληνώσεις. Η πλευρά του αέρα αποτελείται από τον παροχέα αέρα (fan motor), τον ανεμιστήρα του εξατμιστήρα και τον ανεμιστήρα του συμπυκνωτή. Ένας παροχέας χρησιμοποιείται για να κινεί και τους δύο ανεμιστήρες. Το κιβώτιο, που περιέχει αυτά τα εξαρτήματα, διαιρείται σε μία εσωτερική μονάδα και μία εξωτερική. Οι δύο πλευρές χωρίζονται από ένα διαχωριστικό τοίχο, που είναι συνήθως μονωμένος. Η μόνωση συνεισφέρει στη μείωση της μετάδοσης θερμότητας ανάμεσα στις δύο μονάδες. Τα εξαρτήματα της εσωτερικής μονάδας είναι ο εξατμιστήρας και ο ανεμιστήρας του εξατμιστήρα. Τα εξαρτήματα της εξωτερικής μονάδας είναι ο συμπιεστής, ο συμπυκνωτής, ο τριχοειδής σωλήνας, ο ανεμιστήρας του συμπυκνωτή και ο παροχέας του αέρα (μοτοράκι).

Το κλιματιστικό παρέχει κλιματιζόμενο αέρα 'τραβώντας' θερμό αέρα από έξω ή από το δωμάτιο, διαμέσου του εξατμιστήρα (εσωτερική σπείρα). Περνώντας διαμέσου της σπείρας, ο αέρας αποδίδει τη λανθάνουσα και την αισθητή του θερμότητα. Στη συνέχεια, ο αέρας αποδίδεται έξω ή στο δωμάτιο από τον ανεμιστήρα του εξατμιστήρα. Ο συμπιεστής παραλαμβάνει τους ατμούς του ψυκτικού, που εξέρχονται του εξατμιστήρα, και τους ανεβάζει σε θερμοκρασία μεγαλύτερη του εξωτερικού αέρα. Στη συνέχεια, το ψυκτικό εισέρχεται στο συμπυκνωτή (εξωτερική σπείρα) όπου ο ανεμιστήρας του συμπυκνωτή φέρνει εξωτερικό αέρα. Το ψυκτικό αποδίδει τη θερμότητά του στον ψυχρότερο εξωτερικό αέρα και συμπυκνώνεται. Το υγρό ψυκτικό διέρχεται από τον τριχοειδή σωλήνα και πέφτει η θερμοκρασία και η πίεση του. Στη συνέχεια, εισέρχεται ξανά στον εξατμιστήρα και ο κύκλος ψύξης επαναλαμβάνεται.

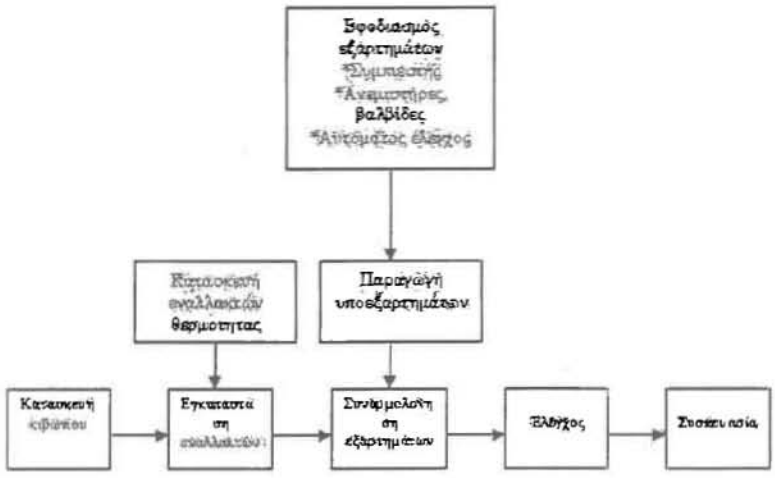
Η παρούσα διαδικασία ελέγχου του DOE εκτελεί έλεγχο για steady – state συνθήκες λειτουργίας, ώστε να αξιολογηθεί η αποτελεσματικότητα των κλιματιστικών. Οι standard συνθήκες ελέγχου είναι 80^0F και 50% σχετική υγρασία για τον αέρα του δωματίου και 95^0F και 40% σχετική υγρασία για τον εξωτερικό αέρα. Το τεστ του DOE γίνονται σε δωμάτιο θερμιδομετρικό.

Μετά από τουλάχιστον 1 ώρα λειτουργίας στις συνθήκες ελέγχου, καταγράφονται τα δεδομένα, όπως η ψυκτική ικανότητα (cooling capacity) και η

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

είσοδος σε ηλεκτρικό ρεύμα. Ο λόγος **EER** (energy efficiency ratio, λόγος ενέργειας προς αποτελεσματικότητα) περιγράφει την ενέργεια των κλιματιστικών. Ο λόγος αυτός προκύπτει με διαίρεση της cooling capacity (σε Btu/hr) με την ηλεκτρική είσοδο (σε Watt). Η ετήσια ενεργειακή κατανάλωση βρίσκεται πολλαπλασιάζοντας την ηλεκτρική είσοδο (steady – state) με τις ώρες λειτουργίας όλου του έτους. Στο τεστ του DOE, οι αντιπροσωπευτικές ετήσιες ώρες λειτουργίας είναι 750. Αυτό προκύπτει από ανάλυση του AHAM (Association of Home Appliance Manufacturers).

Οι μεγάλοι κατασκευαστές κλιματιστικών ακολουθούν ένα συνδυασμό αυτοματισμένων και χειρωνακτικών διεργασιών για την παραγωγή των κλιματιστικών. Στο σχήμα που ακολουθεί, παρουσιάζεται ένα τυπικό διάγραμμα ροής της κατασκευής ενός κλιματιστικού.



Σχήμα 5-1: Διάγραμμα ροής για την κατασκευή κλιματιστικών αέρα δωματίου.

5.1.2. ΚΑΑΣΕΙΣ ΠΡΟΪΟΝΤΩΝ

Το DOE έχει υιοθετήσει νέες κλάσεις προϊόντων επιπλέον των 12 κλάσεων της NAECA του πίνακα που ακολουθεί.

Χωρίς αντίστροφο κύκλο και με louvered sides
1. Μικρότερα των 6000 Btu/hr
2. 6000-7999 Btu/hr
3. 8000-13999 Btu/hr
4. 14000-19999 Btu/hr
5. Μεγαλύτερα των 20000 Btu/hr
Χωρίς αντίστροφο κύκλο και χωρίς louvered sides
6. Μικρότερα των 6000 Btu/hr
7. 6000-7999 Btu/hr
8. 8000-13999 Btu/hr
9. 8000-13999 Btu/hr
10. . Μεγαλύτερα των 20000 Btu/hr
11. **Με αντίστροφο κύκλο και με louvered sides**
12. **Με αντίστροφο κύκλο και χωρίς louvered sides**

Πίνακας 5-1: Κλάσεις προϊόντων για κλιματιστικά αέρα δωματίου.

Οι 12 κλάσεις της NAECA ορίζονται με βάση κριτήρια ικανότητας, αν το έξω τμήμα έχει louvered sides και αν ο κύκλος είναι αντίστροφος. Το DOE έχει

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

διαιρέσει την κλάση 11 σε μονάδες κάτω των 20000 Btu/hr και μονάδες άνω των 20000 Btu/hr. Ομοίως, η κλάση 12 έχει διαιρεθεί σε σε μονάδες κάτω των 14000 Btu/hr και μονάδες άνω των 14000 Btu/hr. Επιπλέον, έχουν προστεθεί 2 νέες κλάσεις για μονάδες που έχουν σχεδιαστεί για εγκατάσταση σε ειδικές περιστάσεις (casement-slider, casement-only windows). Λόγω περιορισμών μεγέθους, αυτές οι 2 κατηγορίες είναι της τάξης 5000-10000 Btu/hr ψύξης.

Η NAECA δηλώνει ότι οι επιπλέον κλάσεις δικαιολογούνται για προϊόντα που 'έχουν δυνατότητα ή χαρακτηριστικά σχετικά με την απόδοση, που άλλα προϊόντα της ίδιας κλάσης δεν έχουν, και τέτοια χαρακτηριστικά δικαιολογούν υψηλότερα ή χαμηλότερα standards από τα υπόλοιπα προϊόντα της ίδιας κλάσης'.

Τα side louvers έχουν σημαντική επίδραση στην απόδοση της μονάδας. Αποτυπώνονται στην εξωτερική πλευρά του κιβωτίου και συντελούν στην κίνηση του αέρα διαμέσου της εξωτερικής σπείρας. Οι μονάδες που δεν έχουν side louvers λειτουργούν με χαμηλότερη αποτελεσματικότητα εξαιτίας της επιπρόσθετης ισχύος συμπιεστή που απαιτείται, ως αποζημίωση για τη μειωμένη ροή αέρα διαμέσου της εξωτερικής σπείρας.

Οι βαλβίδες αναστροφής (reversing valves) επιτρέπουν στο κλιματιστικό να λειτουργεί ως αντλία θερμότητας και να παρέχει και θέρμανση, εκτός από ψύξη. Αυτή η βαλβίδα προσθέτει ένα επιπρόσθετο φορτίο στο σύστημα και αυξάνει την απαίτηση ισχύος κατά 5% περίπου. Λόγω της επιπρόσθετης απαίτησης ισχύος και της μοναδικής χρησιμότητας της λειτουργίας θέρμανσης σε συνδυασμό με τη λειτουργία ψύξης, δικαιολογούνται ειδικές κλάσεις για τα κλιματιστικά αυτά.

5.1.3. ΣΧΕΔΙΑΣΤΙΚΕΣ ΕΠΙΛΟΓΕΣ

Στον επόμενο πίνακα παρουσιάζονται οι σχεδιαστικές επιλογές. Είναι μεταβολές που μπορούν να ενσωματωθούν στο σχεδιασμό ενός κλιματιστικού, ώστε να βελτιώσουν την αποτελεσματικότητά του. Μερικές από τις επιλογές απαντώνται σε υπάρχοντα προϊόντα, ενώ άλλες βρίσκονται υπό εξέλιξη.

	Βελτίωση με αύξηση της επιφάνειας εναλλαγής του αέρα
1.	Αύξηση μετωπικής σπείρας αέρα
2.	Αύξηση βάθους σπείρας (προσθήκη σειρών αυλών)
3.	Αύξηση πυκνότητας πτερυγίων
4.	Προσθήκη υποψύκτη στη σπείρα συμπυκνωτή
	Βελτίωση με αύξηση των συντελεστών μετάδοσης θερμότητας
5.	Βελτίωση σχεδιασμού πτερυγίων
6.	Βελτίωση σχεδιασμού αυλών
7.	Ψεκασμός συμπυκνώματος στη σπείρα συμπυκνωτή
8.	Βελτίωση ανεμιστήρα και μοτόρ ανεμιστήρα
9.	Βελτίωση αποτελεσματικότητας συμπιεστή
10.	Συμπιεστής πολλαπλών ταχυτήτων
11.	Εναλλακτικά ψυκτικά
12.	Ηλεκτρονικές βαλβίδες εκτόνωσης
13.	Θερμοστατικά όργανα ελέγχου

Πίνακας 5-2: Σχεδιαστικές επιλογές για κλιματιστικά αέρα δωματίου.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Όπως φαίνεται από τον πίνακα, η απόδοση της μετάδοσης θερμότητας μπορεί να αυξηθεί είτε με αύξηση της επιφάνειας εναλλαγής θερμότητας είτε με αύξηση των συντελεστών μετάδοσης θερμότητας.

Το αποτέλεσμα κάθε σχεδιαστικής επιλογής ποσοτικοποιήθηκε με ανάλυση ενός πραγματικού μοντέλου κάθε κλάσης, του οποίου τα τεχνικά χαρακτηριστικά παρείχαν οι κατασκευαστές. Μέσω της εμπορικής τους οργάνωσης, AHAM, αρκετοί κατασκευαστές προμήθευσαν δεδομένα για πραγματικά μοντέλα κλιματιστικών για 9 από τις 14 κλάσεις. Δεν υπήρξαν δεδομένα για τις δυο κλάσεις τύπου casement. Επιπλέον, δεν υπήρξαν δεδομένα για 3 από τις 5 κλάσεις χωρίς αντίστροφο κύκλο και χωρίς louvered sides, καθώς οι κατασκευαστές προς το παρόν δεν παρήγαγαν προϊόντα στις κλάσεις αυτές. Για τις 9 υπόλοιπες κλάσεις, υπήρξαν δεδομένα και επιλέχτηκε από μία μονάδα για κάθε κλάση, από αυτές που πρόσφεραν οι κατασκευαστές. Η επιλογή της μονάδας baseline (σχεδιαστική βάση) έγινε κατόπιν συνεννόησης με την AHAM. Αυτό έγινε με βάση 2 κριτήρια, ικανότητα (capacity) και EER. Η ικανότητα της μονάδας έπρεπε να είναι τυπική της πλειοψηφίας των μοντέλων του καταλόγου της AHAM και το EER έπρεπε να είναι κοντά σε ένα ελάχιστο θεσπισμένο από τη NAECA το 1990. Η ανάλυση που έγινε στην κάθε μονάδα είναι αντιπροσωπευτική για όλη την κλάση της, οπότε η αύξηση της αποτελεσματικότητας θα ήταν αναμενόμενη για όλα τα μηχανήματα της ίδιας κλάσης. Κατά τη διαδικασία επιλογής της πιο αντιπροσωπευτικής μονάδας για κάθε κλάση, κατέστη προφανές ότι κάθε κατασκευαστής χρησιμοποιούσε διαφορετικές θεωρήσεις και σκέψεις για την ανάπτυξη του μοντέλου του. Για να επιτύχει ένα συγκεκριμένο βαθμό αποτελεσματικότητας, ένας κατασκευαστής χρησιμοποιούσε δυνατό συμπιεστή και μικρούς εναλλάκτες, ενώ άλλος κατασκευαστής έκανε το ανάποδο. Για το λόγο αυτό, η βασική σχεδιαστική επιλογή (baseline) υπαγορεύει ποιες σχεδιαστικές επιλογές είναι εφαρμόσιμες και ποιες όχι.

Στις επόμενες παραγράφους θα παρουσιαστούν οι σχεδιαστικές επιλογές. Μαζί, θα παρατεθούν και σχόλια κατασκευαστών για την εφικτότητα κάθε επιλογής.

ΑΥΞΗΣΗ ΜΕΤΩΠΙΚΗΣ ΣΠΕΙΡΑΣ ΑΕΡΑ

Ένας από τους πιο συνήθεις τρόπους αύξησης της επιφάνειας εναλλαγής θερμότητας είναι η χρήση σπείρας με μεγαλύτερη μετωπική επιφάνεια. Με μεγαλύτερη μετωπική επιφάνεια σπείρας, η απόδοση της μετάδοσης θερμότητας αυξάνεται. Στην περίπτωση του συμπυκνωτή, περισσότερη θερμότητα μπορεί να απορριφθεί από το ψυκτικό στο ρεύμα του αέρα. Στην περίπτωση του εξατμιστήρα, μεγαλύτερο μέρος της αισθητής και λανθάνουσας θερμότητας του αέρα του δωματίου μπορεί να χρησιμοποιηθεί στην εξάτμιση του ψυκτικού. Βελτιώνοντας τη διαδικασία μετάδοσης θερμότητας είτε στη μία είτε στην άλλη σπείρα, έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση της αποτελεσματικότητας του συστήματος.

Οι κατασκευαστές επιβεβαιώνουν ότι η μετωπική επιφάνεια της σπείρας στα πλαίσια (κιβώτια) των υπάρχοντων κλιματιστικών είναι τόσο μεγάλη, που για μια σημαντική αύξηση της απόδοσης του συστήματος απαιτείται αύξηση του μεγέθους του κιβωτίου. Αυτό επαληθεύτηκε σχεδόν για όλα τα κλιματιστικά που δοκιμάστηκαν. Εφόσον το επαυξητικό κόστος για την αύξηση του μεγέθους του πλαισίου είναι αρκετά σημαντικό, οι κατασκευαστές συνήθως αναζητούν άλλους τρόπους για τη βελτίωση της αποτελεσματικότητας του συστήματος πριν αποπειραθούν να αυξήσουν τη μετωπική επιφάνεια της σπείρας.

Οι κατασκευαστές, επίσης, εκφράζουν την ανησυχία τους για τον αντίκτυπο αυτής της αλλαγής στην ικανότητα της μονάδας να παρέχει επαρκή αφύγρανση. Η προκύπτουσα βελτίωση στην απόδοση του εξατμιστήρα, αυξάνει τη θερμοκρασία

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

εξάτμισης. Οι αρκετά υψηλές θερμοκρασίες εξάτμισης μειώνουν την ικανότητα του εξατμιστήρα να απορροφά λανθάνουσα θερμότητα από τον αέρα του δωματίου. Με σκοπό την αποφυγή ανεπαρκούς αφύγρανσης, οι κατασκευαστές προτείνουν ελάχιστη αναλογία λανθάνουσας θερμότητας 25%. Η αναλογία λανθάνουσας θερμότητας είναι ο λόγος της απομάκρυνσης λανθάνουσας θερμότητας προς την ολική ικανότητα ψύξης. Οπότε, η ανάλυση του DOE πραγματοποιήθηκε σε αναλογία λανθάνουσας θερμότητας 25% και πάνω.

Αφού οι κατασκευαστές παρείχαν λεπτομερή δεδομένα για τα μοντέλα κάθε κλάσης, ήταν δυνατό να επιλεγεί η κατάλληλη αύξηση της μετωπικής επιφάνειας για κάθε αντιπροσωπευτική σχεδιαστική βασική μονάδα. Για παράδειγμα, στην περίπτωση της αντιπροσωπευτικής σχεδιαστικής βασικής μονάδας κάτω των 6000 Btu/hr, οι επιφάνειες ήταν 0.87 και 1.68 ft^2 για τον εξατμιστήρα και το συμπυκνωτή, αντίστοιχα. Εφόσον ο συγκεκριμένος κατασκευαστής παρείχε λεπτομερή δεδομένα και για το αμέσως μεγαλύτερο μοντέλο του, ήταν πιο εύκολο να βρεθεί η κατάλληλη αύξηση της επιφάνειας. Οι μετωπικές επιφάνειες για το αμέσως μεγαλύτερο μοντέλο ήταν 1.13 και 2.16 ft^2 για τον εξατμιστήρα και το συμπυκνωτή, αντίστοιχα. Έτσι, υποτέθηκε ότι αυτές οι επιφάνειες ήταν το όριο μέχρι το οποίο θα μπορούσαν να αυξηθούν οι επιφάνειες της προηγούμενης κλάσης. Αυτή η μέθοδος ανάλυσης υποθέτει ότι το μέγεθος του πλαισίου πρέπει να αυξηθεί, καθώς το μέγεθος της σπείρας στο μεγαλύτερο μοντέλο απαιτεί περισσότερο χώρο από αυτόν που είναι διαθέσιμος στο κιβώτιο της baseline μονάδας.

ΑΥΞΗΣΗ ΒΑΘΟΥΣ ΣΠΕΙΡΑΣ

Η επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας μπορεί επίσης να αυξηθεί με προσθήκη σειρών αυλών στη σπείρα. Οι κατασκευαστές επιβεβαιώνουν ότι κάθε πλαίσιο κλιματιστικού είναι σχεδιασμένο για κάποιο μέγιστο βάθος εξατμιστήρα και συμπυκνωτή. Κατακόρυφες σειρές αυλών μπορούν να προστεθούν μέχρι το μέγιστο βάθος, αλλά υπάρχει όριο στον αριθμό των σειρών που μπορούν να προστεθούν μέχρι το σημείο που θα πρέπει να αυξηθεί το μέγεθος του πλαισίου. Η αύξηση του μεγέθους του πλαισίου έχει σημαντικό κόστος και μπορεί να καταστεί απαγορευτικό στην προσθήκη σειρών αυλών. Εκτός από αυτό, υπάρχουν και ζητήματα βάρους, πλήρωσης ψυκτικού και μείωσης αποτελεσματικότητας που πρέπει να ληφθούν υπόψη.

Οι κατασκευαστές δηλώνουν ότι υπάρχει ένα πρακτικό όριο στο βάθος του κλιματιστικού που σχετίζεται με βάρος, εμφάνιση και αντοχή στην εγκατάσταση. Αυτό το όριο δεν είναι ξεκάθαρα ορισμένο.

Για το θέμα της πλήρωσης του ψυκτικού, οι κατασκευαστές τονίζουν ότι ο εσωτερικός όγκος και, κατά συνέπεια, η απαιτούμενη ποσότητα ψυκτικού, αυξάνεται λόγω της προσθήκης των κατακόρυφων σειρών αυλών. Επειδή το μεγαλύτερο μέγεθος σπείρας αυξάνει την αποτελεσματικότητα του κλιματιστικού (μέσω αύξησης της θερμοχωρητικότητάς του), οι κατασκευαστές δηλώνουν ότι πρέπει να μειώσουν την ικανότητα του συμπιεστή, ώστε να διατηρήσουν τη ικανότητα του συστήματος. Αυτό προϋποθέτει ότι η ικανότητα του συμπιεστή μειώνεται κατά τρόπο που δεν επηρεάζει το κέρδος σε αποτελεσματικότητα από την αύξηση μεγέθους της σπείρας. Αφού ο μικρότερος συμπιεστής έχει μικρότερο περιορισμό στην πλήρωση ψυκτικού, η αξιοπιστία του συμπιεστή μπορεί να θυσιαστεί λόγω της αυξημένης πιθανότητας ότι περίσσεια ψυκτικού μπορεί να χρησιμοποιηθεί από το σύστημα.

Οι κατασκευαστές επίσης επιβεβαιώνουν ότι κάθε διαδοχική σειρά στη σπείρα είναι μόνο 70% αποτελεσματική σε σχέση με την προηγούμενη σειρά. Η

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

προσθήκη μιας σειράς σε μια σπείρα που ήδη περιέχει 3 ή 4 σειρές, πιθανότατα θα έχει μικρή επίδραση στην αποτελεσματικότητα του συστήματος.

Για να επικουρηθεί η σωστή αξιολόγηση αυτής της σχεδιαστικής επιλογής, τα λεπτομερή δεδομένα που παρείχαν οι κατασκευαστές περιλάμβαναν πληροφορία για το πόσες επιπλέον σειρές αυλών μπορούσαν να φιλοξενηθούν από κάθε σπείρα, χωρίς να απαιτείται αύξηση μεγέθους του πλαισίου της μονάδας. Υποτέθηκε ότι οι απαντήσεις των κατασκευαστών λάμβαναν υπόψη τους την πιθανή επίδραση στην αξιοπιστία του συμπιεστή.

ΑΥΞΗΣΗ ΠΥΚΝΟΤΗΤΑΣ ΠΤΕΡΥΓΙΩΝ

Άλλη μια μέθοδος για την αύξηση της επιφάνειας εναλλαγής θερμότητας είναι η αύξηση της πυκνότητας των πτερυγίων. Ωστόσο, η αύξηση της πυκνότητας πτερυγίωσης, σύμφωνα με τους κατασκευαστές, έχει κάποιο όριο, λόγω της επίδρασης στην ισχύ του ανεμιστήρα, στην αποχέτευση του νερού και στην επικάθηση ακαθαρσιών.

Η πυκνότητα πτερυγίωσης έχει άμεση επίδραση στην απαιτούμενη ισχύ του ανεμιστήρα για να τραβήξει αέρα στη σπείρα. Η αύξηση της πυκνότητας πτερυγίωσης αυξάνει την πτώση πίεσης από την πλευρά του αέρα στη σπείρα και ως αποτέλεσμα, απαιτείται περισσότερη ισχύς από το μοτοράκι. Επίσης, η μείωση στο χώρο του περάσματος του αέρα αναιρεί μέρος της βελτίωσης της μετάδοσης θερμότητας που προκύπτει από την αύξηση της πυκνότητας πτερυγίωσης. Επίσης, η αύξηση της πυκνότητας πτερυγίωσης προκαλεί αύξηση στην κατακράτηση νερού. Το συμπύκνωμα που σχηματίζεται στον εξατμιστήρα και μεταφέρεται στο συμπυκνωτή χάνει την ικανότητα να στραγγίζει τόσο εύκολα. Αυτό αυξάνει την πτώση πίεσης από την πλευρά του αέρα, που καταλήγει στα αποτελέσματα που αναφέρθηκαν παραπάνω (αύξηση ισχύος ανεμιστήρα και μειωμένη απόδοση στη μετάδοση θερμότητας). Επιταχύνεται ο σχηματισμός και επικάθηση ακαθαρσιών λόγω αύξησης της πυκνότητας πτερυγίωσης. Τα μικρότερα μονοπάτια του αέρα ανάμεσα στη σπείρα είναι πιο πιθανά να κατακρατήσουν βρωμιές. Κατά τη διάρκεια ζωής μιας μονάδας, η απόδοση μπορεί να μειωθεί σημαντικά, αν το μέγεθος της ακαθαρσίας που κατακρατάται είναι πολύ μεγάλο.

Προφανώς, η βελτιστοποίηση της πυκνότητας πτερυγίωσης πρέπει να λαμβάνει υπόψη όλα τα επακόλουθα αποτελέσματα, ώστε να μην επιβαρύνει το σύστημα. Οι κατασκευαστές προτείνουν μέγιστα στην πυκνότητα των πτερυγίων για μια ποικιλία σπειρών. Αυτά τα μέγιστα είναι συνάρτηση του τύπου της σπείρας (εξατμιστήρας, συμπυκνωτής), του τύπου πτερυγίου (κυματιστό, louvered, ενισχυμένο), του αριθμού σειρών των αυλών και της διαμέτρου των αυλών. Αυτά τα μέγιστα προέρχονται από την κρίση των κατασκευαστών και όχι από πραγματικά τεστ.

ΠΡΟΣΘΗΚΗ ΥΠΟΨΥΚΤΗ ΣΤΗ ΣΠΕΙΡΑ ΤΟΥ ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΗ

Οι τυπικοί υποψύκτες (subcoolers) προστίθενται ανάμεσα στην έξοδο του συμπυκνωτή και την είσοδο του τριχοειδούς σωλήνα και εμβαπτίζονται κοντά στο συμπυκνωτή, στο συμπύκνωμα που παράγεται από τον εξατμιστήρα. Το αποτέλεσμα της προσθήκης υποψύκτη είναι η αύξηση του μεγέθους της σπείρας του συμπυκνωτή, καθώς το ψυκτικό που εξέρχεται από το συμπυκνωτή συνεχίζει να ψύχεται. Λόγω της δυσκολίας να ενσωματωθεί ένας υποψύκτης στο κλιματιστικό, οι πιο πολλοί κατασκευαστές επιχειρούν πρώτα άλλες μεθόδους αύξησης αποτελεσματικότητας.

Σαφώς και πρέπει να διερευνηθεί πόσος διαθέσιμος χώρος υπάρχει στο πλαίσιο του κλιματιστικού και αν είναι αρκετός για την προσθήκη υποψύκτη. Αν ο

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

διαθέσιμος χώρος δεν είναι αρκετός, το πλαίσιο πρέπει να μεγαλώσει. Το κόστος προσθήκης υποψύκτη μπορεί να είναι σημαντικό, αν απαιτείται μεγάλωμα του πλαισίου.

	Πριν την προσθήκη υποψύκτη		Ποσοστιαία μεταβολή μετά την προσθήκη υποψύκτη		
Κλάση	**Ικανότητα (Btu/hr)**	**EER (Btu/Whr)**	**Ικανότητα**	**Ισχύς**	**EER**
Louvered side χωρίς αντίστροφο κύκλο <6000 Btu/hr	**6338**	**9.19**	**1.0%**	**-2.0%**	**2.9%**
Louvered side χωρίς αντίστροφο κύκλο 6000-7999 Btu/hr	**7461**	**8.50**	**1.7%**	**-1.3%**	**3.0%**
Louvered side χωρίς αντίστροφο κύκλο 8000-13999 Btu/hr	9984	9.20	-0.8%	-1.1%	1.0%
	11668	9.00	0.8%	-0.9%	1.8%
Μέση μεταβολή κλάσης			**0.0%**	**-1.0%**	**1.4%**
Louvered side χωρίς αντίστροφο κύκλο 14000-19999 Btu/hr	18351	9.70	2.0%	0.0%	2.1%
	18984	9.70	1.5%	-0.2%	1.6%
	17954	9.71	1.1%	-0.3%	1.4%
Μέση μεταβολή κλάσης			**1.5%**	**-0.2%**	**1.7%**
Louvered side χωρίς αντίστροφο κύκλο >20000 Btu/hr	24319	8.00	0.9%	-1.0%	1.9%
	34947	8.00	0.3%	-0.6%	1.0%
Μέση μεταβολή κλάσης			**0.6%**	**-0.8%**	**1.5%**
Χωρίς louvered side χωρίς αντίστροφο κύκλο 6000-7999 Btu/hr	**6204**	**8.91**	**0.5%**	**-1.3%**	**1.8%**
Χωρίς louvered side χωρίς αντίστροφο κύκλο 8000-13999 Btu/hr	**11300**	**8.51**	**0.2%**	**-2.6%**	**2.8%**

Πίνακας 5-3: Αποτελέσματα από τεστ των κατασκευαστών για βελτίωση απόδοσης με προσθήκη υποψύκτη.

Οι κατασκευαστές παρείχαν την απαραίτητη πληροφορία για την αξιολόγηση των υποψυκτών ως σχεδιαστική επιλογή. Για τις αντιπροσωπευτικές βασικές μονάδες (baseline) που επελέγησαν για κάθε κλάση, δόθηκαν διευκρινίσεις για το πόσο μεγάλος θα μπορούσε να είναι ο υποψύκτης, ώστε να ενσωματωθεί στην ήδη υπάρχουσα baseline σχεδιαστική επιλογή. Επίσης, οι κατασκευαστές προμήθευσαν δεδομένα από ελέγχους για την επίδραση της προσθήκης υποψύκτη στη ικανότητα. την κατανάλωση ισχύος και την αποτελεσματικότητα. Στον πίνακα παρουσιάζονται τέτοια δεδομένα από τους κατασκευαστές. Για κάθε κλάση, η ποσοστιαία μεταβολή στην αποτελεσματικότητα σημαίνει το κέρδος σε αποτελεσματικότητα λόγω της προσθήκης υποψύκτη. Για τις κλάσεις όπου ελέγχθηκαν περισσότερες από 1 μονάδες, χρησιμοποιήθηκε η μέση βελτίωση στην αποτελεσματικότητα για να υπολογιστεί το κέρδος. Επειδή δεν υπήρξαν δεδομένα για κλάσεις με αντίστροφο κύκλο, η βελτίωση

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

αποτελεσματικότητας λόγω προσθήκη υποψύκτη βασίστηκε σε αποτελέσματα από κλάσεις για λειτουργία ψύξης μόνο, της ίδιας σχετικά ικανότητας.

ΒΕΛΤΙΩΣΗ ΣΤΟ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟ ΤΩΝ ΠΤΕΡΥΓΙΩΝ

Οι βελτιώσεις στο σχεδιασμό των πτερυγίων έχουν ως αποτέλεσμα την αύξηση του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του αέρα. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα τη βελτίωση της ολικής ικανότητας μετάδοσης θερμότητας της σπείρας. Αυτή η βελτίωση οφείλεται εν μέρει στην αύξηση της τύρβης του αέρα στη σπείρα, εξαιτίας του ενισχυμένου σχεδιασμού του πτερυγίου. Πολλοί κατασκευαστές χρησιμοποιούν κάποιο είδος ενίσχυσης των πτερυγίων στο σχεδιασμό της σπείρας τους. Αυτό επιτυγχάνεται με χρήση σχηματισμών πτερυγίων με αυλακώσεις ή κυματώσεις ή louvered.

Κάθε κατασκευαστής έχει αναπτύξει ένα μοναδικό σχέδιο πτερυγίων, ώστε να επιτύχει την επιθυμητή βελτίωση στη μετάδοση θερμότητας. Αφού τα σχέδια των πτερυγίων είναι μοναδικά και διαφορετικά για κάθε κατασκευαστή, είναι δύσκολο να ποσοτικοποιηθούν, σε γενικές γραμμές, οι απόλυτες επιδράσεις από μια συγκεκριμένη βελτίωση στο πτερύγιο. Έχει προχωρήσει έρευνα για την ανάπτυξη συσχετίσεων για το συντελεστή μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του αέρα, για ορισμένα σχέδια πτερυγίων. Οι σπείρες που χρησιμοποιήθηκαν στην έρευνα αυτή απαντώνται σε κεντρικά κλιματιστικά (central). Για το λόγο αυτό, οι περιορισμοί στις συσχετίσεις αυτές συχνά ξεπερνιούνται κατά πολύ, όταν εφαρμόζονται σε κλιματιστικά δωματίου. Αυτό καθιστούσε επιτακτική μία αξιόπιστη πληροφορία από τους κατασκευαστές, ως προς τους συντελεστές ενίσχυσης (**enhancement factors, EF**) που έπρεπε να χρησιμοποιηθούν. Αντί να χρησιμοποιηθούν ως πηγή για τον υπολογισμό των ενισχύσεων στα πτερύγια, οι συσχετίσεις χρησιμοποιήθηκαν ως έλεγχος για να εξακριβωθεί αν οι συντελεστές ενίσχυσης των κατασκευαστών ήταν λογικοί.

Η τιμή του EF προσαρμόζει το συντελεστή μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του αέρα. Αν ο EF είναι μονάδα, αναπαριστά μια σπείρα με επίπεδα (flat) πτερύγια και δε γίνεται καμιά προσαρμογή στο συντελεστή μετάδοσης θερμότητας. Κάθε τιμή μεγαλύτερη της μονάδας δείχνει ότι κάποια βελτίωση έχει λάβει χώρα στα πτερύγια. Για παράδειγμα, αν ο EF είναι 2, ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του αέρα θα είναι διπλάσιος.

ΒΕΛΤΙΩΣΗ ΣΤΟ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟ ΤΩΝ ΑΥΛΩΝ

Η βελτίωση στο συντελεστή μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του ψυκτικού επιτυγχάνεται με αύξηση της λείας εσωτερικής επιφάνειας των αυλών με ελικοειδή αυλάκια. Αυτοί οι αυλοί συχνά αναφέρονται ως αυλακωτοί (rifled, grooved). Αποτελέσματα εργαστηριακής έρευνας δείχνουν ότι ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του ψυκτικού για αυλούς αυτού του τύπου είναι σημαντικά μεγαλύτερος από ότι για τους συμβατικούς λείους αυλούς.

Όπως και για τα πτερύγια, έτσι και για τους αυλούς, οι κατασκευαστές έχουν αναπτύξει πολλούς τύπους αυλακώσεων για να βελτιώσουν τη μετάδοση θερμότητας στη σπείρα. Η βελτίωση στο συντελεστή μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του ψυκτικού είναι συνάρτηση του πλάτους, του ύψους και του διάκενου των αυλακώσεων, καθώς και της συγκέντρωσης του λιπαντικού που κυκλοφορεί μαζί με το ψυκτικό. Έχουν αναπτυχθεί στατιστικές εξισώσεις για την πρόβλεψη της βελτίωσης για τη σπείρα τόσο του εξατμιστήρα όσο και του συμπυκνωτή. Αυτές οι εξισώσεις είναι σε όρους παράγοντα ενίσχυσης μετάδοσης θερμότητας και πτώσης πίεσης και είναι απλές συναρτήσεις της μέσης συγκέντρωσης λαδιού και της μαζικής

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

παροχής ψυκτικού στο σύστημα. Οι επόμενες εξισώσεις για εξάτμιση είναι για το λάδι 300-SUS και αφορούν τις ακόλουθες περιπτώσεις:

1. Σύγκριση απόδοσης μίγματος ψυκτικού – λιπαντικού με καθαρό ψυκτικό σε λείους αυλούς (s΄/s).
2. Σύγκριση απόδοσης μίγματος ψυκτικού – λιπαντικού με καθαρό ψυκτικό σε ενισχυμένους αυλούς (a΄/a).
3. Σύγκριση απόδοσης ενισχυμένου αυλού με απόδοση λείου αυλού για καθαρό ψυκτικό (a/s).

$$EF_{s'/s} = 1.03e^{\omega_0(4.98G'-8.77)} \quad \textbf{5-1}$$

$$EF_{a'/a} = 1.04e^{\omega_0(89.2\omega_0+2.87G'-13.5)} \quad \textbf{5-2}$$

$$EF_{a/s} = 1.9\left(\frac{G}{257000}\right)^{-0.32} \quad \textbf{5-3}$$

$$PF_{s'/s} = 1.03e^{5.59\omega_0} \quad \textbf{5-4}$$

$$PF_{a'/a} = 1.05e^{4.58\omega_0} \quad \textbf{5-5}$$

$$PF_{a/s} = 1.4 \quad \textbf{5-6}$$

Οι επόμενες εξισώσεις για τη συμπύκνωση είναι επίσης για το λάδι 300-SUS και κάνουν τις ίδιες συγκρίσεις απόδοσης, όπως οι προηγούμενες για την εξάτμιση.

$$EF_{s'/s} = e - 3.2^{\omega_0} \quad \textbf{5-7}$$

$$EF_{a'/a} = e^{-4.0\omega_0} \quad \textbf{5-8}$$

$$EF_{a/s} = 1.9\left(\frac{G}{147000}\right)^{-0.21} \quad \textbf{5-9}$$

$$PF_{s'/s} = 1.0 \quad \textbf{5-10}$$

$$PF_{a'/a} = 1.02e^{4.38\omega_0} \quad \textbf{5-11}$$

$$PF_{a/s} = 1.7 \quad \textbf{5-12}$$

όπου:

- EF: παράγοντας ενίσχυσης μετάδοσης θερμότητας.
- PF: παράγοντας ενίσχυσης πτώσης πίεσης.
- α: ενισχυμένος αυλός με καθαρό ψυκτικό.
- α΄: ενισχυμένος αυλός με μίγμα ψυκτικού – λαδιού.
- s: λείος αυλός με καθαρό ψυκτικό.
- s΄: λείος αυλός με μίγμα ψυκτικού – λαδιού.
- G: μαζική παροχή (με βάση την πραγματική επιφάνεια ροής).
- G΄: κανονικοποιημένη μαζική παροχή χρησιμοποιώντας 221000 lb/hrft^2.
- ω_0: κλάσμα μάζας του λαδιού.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Οι παραπάνω εξισώσεις δεν προβλέπουν την περίπτωση της απόδοσης ενισχυμένου αυλού με μίγμα ψυκτικού – λαδιού σε σύγκριση με την απόδοση λείου αυλού με παρόμοιο μίγμα (a΄/s΄). Όμως, οι πιο πάνω εξισώσεις μπορούν να συνδυαστούν για τον υπολογισμό αυτής της συνδυασμένης επίδρασης λαδιού και ενίσχυσης. Οι επόμενες εξισώσεις για τους παράγοντες ενίσχυσης της μετάδοσης θερμότητας και πτώσης πίεσης απεικονίζουν το τελικό αποτέλεσμα του συνδυασμού των πρώτων εξισώσεων προς την κατεύθυνση αυτή.

$$EF_{a'/s'} = \frac{EF_{a/s} \times EF_{a'/a}}{EF_{s'/s}} \quad \textbf{5-13}$$

$$PF_{a'/s'} = \frac{PF_{a/s} \times PF_{a'/a}}{PF_{s'/s}} \quad \textbf{5-14}$$

Οι κατασκευαστές προμήθευσαν δεδομένα που υπολογίζουν τους EF για αυλούς με αυλακώσεις (grooved). Όμως, σύμφωνα με τις τιμές που προκύπτουν από τις παραπάνω εξισώσεις, τα κατασκευαστικά δεδομένα υπερεκτιμούν τα οφέλη που προκύπτουν από το συγκεκριμένο τύπο αυλών. Επιπλέον, τα κατασκευαστικά δεδομένα δεν είχαν προβλέψεις για την ενίσχυση στην πτώση πίεσης. Επειδή τα κατασκευαστικά δεδομένα ήταν ύποπτα και όχι ολοκληρωμένα, οι παράγοντες ενίσχυσης υπολογίστηκαν με βάση τις εξισώσεις που παρουσιάστηκαν. Οι παράγοντες ενίσχυσης που συνυπολογίζουν ενίσχυση αυλού και παρουσία λαδιού, υπολογίστηκαν με συγκέντρωση λαδιού 1.5%. Τυπικές συγκεντρώσεις λαδιού είναι μεταξύ 1.0% και 2.0%.

Οι τιμές που χρησιμοποιήθηκαν για τους παράγοντες ενίσχυσης προσαρμόζουν το συντελεστή μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του ψυκτικού και την πτώση πίεσης στη σπείρα. Αν η τιμή των παραγόντων ενίσχυσης είναι 1, τότε αναπαριστά μια σπείρα με λείους αυλούς, όπου δε γίνεται καμιά διόρθωση στο συντελεστή μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του ψυκτικού και την πτώση πίεσης. Κάθε τιμή μεγαλύτερη της μονάδας, σημαίνει ότι κάποια βελτίωση έχει γίνει στους αυλούς. Για παράδειγμα, αν ο EF της μετάδοσης θερμότητας είναι 2, διπλασιάζεται ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του ψυκτικού.

ΨΕΚΑΣΜΟΣ ΣΥΜΠΥΚΝΩΜΑΤΟΣ ΣΤΗ ΣΠΕΙΡΑ ΤΟΥ ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΗ

Το συμπύκνωμα που σχηματίζεται πάνω στη σπείρα του εξατμιστήρα και στάζει από αυτή, συλλέγεται σε μία λεκάνη (pan). Η λεκάνη τοποθετείται κοντά στο συμπυκνωτή και μάλιστα κάτω από τον ανεμιστήρα του συμπυκνωτή. Ο ανεμιστήρας του συμπυκνωτή είναι εφοδιασμένος με ένα αναρτημένο δαχτυλίδι (slinger ring). Το δαχτυλίδι τοποθετείται στη μύτη του πτερυγίου και είναι ικανό να συλλέγει και να ψεκάζει μικρές μάζες συμπυκνώματος στη σπείρα του συμπυκνωτή, καθώς περιστρέφεται ο ανεμιστήρας. Αυτός ο ψεκασμός βελτιώνει το συντελεστή μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του αέρα. Αυτή είναι τόσο κοινή πρακτική, που τα περισσότερα, αν όχι όλα τα κλιματιστικά, την ενσωματώνουν ήδη στο σχεδιασμό τους.

Από τα κατασκευαστικά δεδομένα, όλες οι μονάδες ψέκαζαν συμπύκνωμα στη σπείρα του συμπυκνωτή. Για το λόγο αυτό, η πρακτική αυτή δεν αναλύθηκε ως σχεδιαστική επιλογή για τη βελτίωση της αποτελεσματικότητας των κλιματιστικών. Όλες οι αντιπροσωπευτικές μονάδες στο baseline επίπεδο περιελάμβαναν ψεκασμό συμπυκνώματος. Η επίδραση του ψεκασμού συμπυκνώματος στην απόδοση του

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

κλιματιστικού βασίστηκε σε έρευνα για τον προσδιορισμό της επίδρασης του ψεκασμού νερού στην απόδοση εναλλάκτη θερμότητας.

ΒΕΛΤΙΩΣΗ ΤΗΣ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΙΚΟΤΗΤΑΣ ΤΟΥ ΑΝΕΜΙΣΤΗΡΑ ΚΑΙ ΤΟΥ ΜΟΤΟΡ ΤΟΥ ΑΝΕΜΙΣΤΗΡΑ

Το σύστημα παροχής αέρα στο κλιματιστικό περιλαμβάνει ένα μοτοράκι που δίνει κίνηση σε δύο ανεμιστήρες, του εξατμιστήρα και του συμπυκνωτή. Ο ανεμιστήρας του εξατμιστήρα είναι συνήθως ένας περιστροφικός φυσητήρας (centrifugal forward curved fan), με εξαίρεση τις μονάδες με ικανότητα μικρότερη από 6000Btu/hr, όπου χρησιμοποιούνται τυπικά ανεμιστήρες τύπου έλικα (propeller). Ο ανεμιστήρας του συμπυκνωτή είναι τύπου έλικα, με προσκολλημένο δαχτυλίδι (slinger ring). Ο ρόλος του δαχτυλιδιού αυτού αναλύθηκε στην προηγούμενη ενότητα. Η ποσοτικοποίηση των βελτιώσεων αποτελεσματικότητας για το σύστημα παροχής αέρα περιορίζεται στην ανάλυση των βελτιώσεων στο μοτοράκι μόνο.

Οι κατασκευαστές δηλώνουν ότι οι ανεμιστήρες τους προέρχονται από τον ίδιο κατασκευαστή ανεμιστήρων, με αποτέλεσμα την τυποποίησή τους. Εξαιτίας του γεγονότος αυτού, είναι εξαιρετικά δύσκολο για τους κατασκευαστές κλιματιστικών να εφαρμόσουν προσωπικές σχεδιαστικές βελτιώσεις για να αυξήσουν την αποτελεσματικότητα των ανεμιστήρων. Η τυποποίηση μάλλον είναι ικανοποιητική εξήγηση γιατί τα δεδομένα από τους κατασκευαστές ανεμιστήρων δεν είναι ξεκάθαρα ως προς το αν μπορεί να βελτιωθεί η απόδοση. Τα δεδομένα αυτά ήταν σε μορφή γραφικών με την ιπποδύναμη (brake horsepower) ως συνάρτηση της παροχής αέρα σε ft^3/min. Μετά από επιθεώρηση των γραφημάτων, δεν κατέστη προφανές αν θα μπορούσαν να επιτευχθούν σημαντικές μειώσεις στην ιπποδύναμη πέδησης, με χρήση διαφορετικών τύπων ανεμιστήρων. Για το λόγο αυτό, η βελτίωση της αποτελεσματικότητας των ανεμιστήρων δεν αναλύθηκε ως σχεδιαστική επιλογή για τη βελτίωση της αποτελεσματικότητας του όλου κλιματιστικού.

Η αποτελεσματικότητα του συστήματος αέρα μπορεί να βελτιωθεί, επίσης, με μείωση των περιορισμών στη ροή του αέρα. Χωρίς να κάνουν τροποποιήσεις στους εναλλάκτες, οι κατασκευαστές διατείνονται ότι βελτιώσεις στη ροή του αέρα μπορούν να επιτευχθούν, απλά με δημιουργία περισσότερου χώρου μέσα στο πλαίσιο. Αυτό επιβάλλει το μεγάλωμα του πλαισίου, που, όπως ειπώθηκε νωρίτερα, κοστίζει σημαντικά. Κατά την ανάλυση της αύξησης της μετωπικής σπείρας αέρα, οι βελτιώσεις της αποτελεσματικότητας του συστήματος υποτέθηκαν ότι οφείλονται όχι μόνο στη διευρυμένη σπείρα, αλλά και στη βελτιωμένη ροή του αέρα, λόγω του μεγαλύτερου πλαισίου. Για το λόγο αυτό, οι βελτιώσεις στη ροή του αέρα έχουν ήδη ληφθεί υπόψη ενδογενώς στην ανάλυση της αύξησης της μετωπικής επιφάνειας της σπείρας.

Οι κατασκευαστές κλιματιστικών ισχυρίζονται ότι μόνο μικρές βελτιώσεις στην υπάρχουσα τεχνολογία των κινητήρων ανεμιστήρων είναι δυνατές. Οι πιο πολλοί κατασκευαστές κλιματιστικών έχουν μεταβεί από τα μοτόρ τύπου shaded pole, που ήταν χαμηλής αποτελεσματικότητας, στα μοτόρ υψηλής αποτελεσματικότητας τύπου permanent split capacitor (PSC). Οι κατασκευαστές ισχυρίζονται ότι το 98% των κλιματιστικών ήδη χρησιμοποιούν PSC μοτοράκια. Αυτά τα μοτοράκια, ως προς την αποτελεσματικότητα, βρίσκονται στο εύρος 50% - 70% και τα πιο μεγάλα είναι πιο αποτελεσματικά.

Το επόμενο σημαντικό άλμα στην αποτελεσματικότητα επιτυγχάνεται με χρήση μοτόρ με συλλέκτη (electronically commutated motor, ECM), που είναι γνωστά αλλιώς, ως ανοξείδωτα μοτόρ μόνιμου μαγνήτη (brushless permanent magnet motor, BPM). Ανάλογα με το μέγεθος του κινητήρα, τα ECM έχουν

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

αποτελεσματικότητα από 70-80%. Επειδή τα ECM ζυγίζουν περίπου το διπλάσιο από ένα PSC, μπορεί να απαιτηθούν δομικές αλλαγές στο πλαίσιο του κλιματιστικού, για να γίνει δεκτό το παραπανίσιο βάρος. Αν και τα ECM δε διατίθενται ακόμη με άτρακτο διπλού άκρου, καθώς το control μπλοκάρει το ένα άκρο, δεν υπάρχει ωστόσο προφανής λόγος γιατί να μη μετακινηθεί το control σε άλλο σημείο του μοτόρ. Αυτό θα μπορούσε να συντελέσει στην ενσωμάτωση ατράκτου με δυο άκρα, που θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί στα κλιματιστικά, ώστε να κινεί και τους δυο ανεμιστήρες το ίδιο μοτόρ.

Και τα shaded pole και τα PSC παράγονται σε μεγάλες ποσότητες, γεγονός που τα καθιστά σχετικά φτηνά για τους κατασκευαστές κλιματιστικών. Αν και τα ECM παράγονται από τους περισσότερους κατασκευαστές μοτόρ, είναι ακόμη πιο ακριβά στην παραγωγή από τα PSC. Επιπλέον, οι ποσότητες παραγωγής τους είναι ακόμη πολύ χαμηλές. Αυτό καταλήγει σε κόστη (για τους κατασκευαστές) που είναι 2.5-5 φορές μεγαλύτερα από τα PSC.

ΒΕΛΤΙΩΣΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΙΚΟΤΗΤΑΣ ΤΟΥ ΣΥΜΠΙΕΣΤΗ

Οι πιο πολλοί κατασκευαστές κλιματιστικών ενσωματώνουν στις μονάδες τους περιστροφικούς συμπιεσ¯ές. Αν και οι μέγιστες αποτελεσματικότητες των σημερινών συμπιεστών ποικίλουν από 10.7 σε 11.1 EER, ένας κατασκευαστής συμπιεστών τουλάχιστον σχεδίαζε να αναπτύξει πολύ αποτελεσματικούς περιστροφικούς συμπιεστές. Η Sanyo το 1990 σχεδίαζε να αναπτύξει ως το 1994 συμπιεστή 12.0 EER. Αυτά τα αναπτυξιακά σχέδια ακυρώθηκαν, λόγω της δυσκολίας στην ανάπτυξη υλικών για τη συγκεκριμένη χρήση. Αν και οι πιο πολλοί κατασκευαστές περιστροφικών συμπιεστών προσδοκούν εξελίξεις που θα τους φέρουν σε θέση να κατασκευάζουν συμπιεστές με αποτελεσματικότητα 11.1 με 11.3 EER, δηλώνουν ότι αυτό απαιτεί την ανάπτυξη μοτόρ υψηλής αποτελεσματικότητας, τη χρήση υλικών ανώτερης κλάσης στο μηχανισμό του περιστροφικού συμπιεστή και νέες μεθόδους παραγωγής και εξοπλισμού των συμπιεστών. Για τους λόγους αυτούς, μόνο οι περιστροφικοί συμπιεστές, μέχρι τώρα, θεωρούνται στην αγορά ως επιλογές για τη βελτίωση της αποτελεσματικότητας των κλιματιστικών.

Ο αδρανειακός συμπιεστής (inertia) είναι νέα τεχνολογία που επιτρέπει στους παλινδρομικούς συμπιεστές να προσεγγίσουν αποτελεσματικότητες 12.0 EER. Η υψηλή αποτελεσματικότητα του συμπιεστή οφείλεται πρωταρχικά στη χρήση ελαφριών βαλβίδων απόκρισης και στο ψυχρότερο αέριο ψυκτικό που εισέρχεται στους κυλίνδρους, λόγω μιας καινοτομικής προσέγγισης στη διαχείριση του αέριου ψυκτικού. Το αέριο αναρρόφησης, που εισέρχεται στο συμπιεστή, κατευθύνεται στις ακραίες καμπές του μοτόρ και μακριά από την κεφαλή του συμπιεστή. Αυτό προστατεύει το αέριο από το να υπερθερμανθεί επιπλέον κατά 20-25^{0}F, μειώνοντας τις απώλειες αποτελεσματικότητας ως και 4%. Όταν το αέριο είναι στον κύλινδρο, όσο πιο άμεση είναι η αντίδραση της βαλβίδας, τόσο πιο μεγάλη είναι η ογκομετρική αποτελεσματικότητα. Οι σημερινοί αδρανειακοί συμπιεστές ποικίλουν σε αποτελεσματικότητα από 11.2-11.8 EER και διατίθενται για συστήματα μεγαλύτερα των 18000 Btu/hr. Για το λόγο αυτό, αυτός ο νέος τύπος παλινδρομικού συμπιεστή αναλύθηκε για τις δύο μεγαλύτερες κλάσεις.

Αν και οι αδρανειακοί συμπιεστές είναι πολύ αποτελεσματικοί, είναι σημαντικά βαρύτεροι, μεγαλύτεροι και πιο θορυβώδεις από τους περιστροφικούς συμπιεστές που χρησιμοποιούνται προς το παρόν σε εφαρμογές κλιματιστικών. Οι κατασκευαστές τονίζουν ότι για να φιλοξενηθεί το αυξημένο μέγεθος και βάρος των αδρανειακών συμπιεστών, απαιτούνται μεγαλύτερα πλαίσια. Ως συνέπεια, πέρα από τα υπόλοιπα κόστη, πρέπει να ληφθεί υπόψη και το κόστος για το μεγάλωμα και τη

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

στήριξη του πλαισίου. Έτσι, στη μελέτη του DOE, όταν οι αδρανειακοί συμπιεστές αντικαθιστούσαν περιστροφικούς συμπιεστές, απαιτούνταν αύξηση του μεγέθους του πλαισίου, για τις περιπτώσεις που ήταν σημαντικά μεγαλύτεροι και βαρύτεροι των αντίστοιχων περιστροφικών που αντικαθιστούσαν.

Οι ελικοειδείς (scroll) συμπιεστές χρησιμοποιήθηκαν ελάχιστα στη μελέτη του DOE. Από άποψη κόστους, παραγωγής και χρήσης στα κλιματιστικά έχουν τα ίδια χαρακτηριστικά με τους αδρανειακούς συμπιεστές.

ΣΥΜΠΙΕΣΤΕΣ ΠΟΛΛΑΠΛΩΝ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ (variable speed)

Οι συμπιεστές πολλαπλών ταχυτήτων αναπτύχθηκαν ως ανάγκη για το καλύτερο ταίριασμα το φορτίου σε ένα δωμάτιο ή ένα κτίριο. Από το να υπάρχει μόνο on – off control, η αυξομείωση της ψυκτικής ικανότητας μπορεί να επιτύχει καλύτερα το επιθυμητό φορτίο. Η συγκεκριμένη μέθοδος έχει πολλά πλεονεκτήματα, όπως πιο ήσυχη λειτουργία σε χαμηλές ταχύτητες, καλύτερες συνθήκες άνεσης (ευεξία) γιατί μειώνονται οι μεγάλες διακυμάνσεις στη θερμοκρασία του δωματίου και εποχιακά, βελτιωμένη ενεργειακή αποτελεσματικότητα.

Ο έλεγχος των συμπιεστών πολλαπλών ταχυτήτων επιτυγχάνεται με χρήση ηλεκτρονικά ρυθμιζόμενων οδηγών ταχυτήτων (ASD) στον κινητήρα. Τα ASD που βασίζονται σε τεχνολογία **INVERTER** είναι τα πιο κοινά συστήματα για κινητήρες εναλλασσόμενου ρεύματος. Υπάρχουν δύο τύποι inverter που χρησιμοποιούνται στους συμπιεστές αυτούς. Είναι τα voltage source (VSI) και pulse width modulated voltage source (PWM). Και στις δυο περιπτώσεις η είσοδος (που είναι εναλλασσόμενο ρεύμα) μετατρέπεται σε συνεχές ρεύμα, με χρήση ανορθωτή στερεάς κατάστασης. Το συνεχές σήμα το παίρνει ο inverter, ο οποίος εφοδιάζει τον κινητήρα με εναλλασσόμενη κυματομορφή ποικίλων συχνοτήτων και τάσεων. Η κυματομορφή διαβιβάζεται με σύντομα steps ή παλμούς ισχύος. Η ταχύτητα του κινητήρα αλλάζει κατά αναλογία με τη συχνότητα.

Επειδή η διαδικασία ελέγχου του DOE έγινε σε σταθερές συνθήκες, βελτιώσεις σε εποχιακή βάση όπως η συγκεκριμένη, δε θα έδιναν στον έλεγχο αυτό βελτίωση αποτελεσματικότητας. Το μεγαλύτερο πλεονέκτημα αυτών των συστημάτων είναι η αποθήκευση ενέργειας σε εποχιακή βάση. Πάντως, το DOE δεν τους συμπεριέλαβε στα πειράματα. Όμως, από έρευνες έχει προκύψει ότι για κεντρικά συστήματα κλιματισμού με τέτοιους συμπιεστές, η αποθήκευση ενέργειας κυμαίνεται από 15-40%. Λόγω των cycling effects των κλιματιστικών δωματίου, μια συντηρητική πρόβλεψη για την αποθήκευση ενέργειας είναι της τάξης του 10%, όταν υπάρχει συμπιεστής πολλαπλών ταχυτήτων.

ΕΝΑΛΛΑΚΤΙΚΑ ΨΥΚΤΙΚΑ

Σε όλες τις μονάδες, το ψυκτικό που χρησιμοποιήθηκε ήταν το R-22 (HCFC-22). Όμως, επειδή το R-22 καταστρέφει το στρώμα του όζοντος (ODP, ozone depletion potential) και συμβάλλει στο φαινόμενο του θερμοκηπίου, η EPA (environmental protection agency) έχει απαγορεύσει την παραγωγή και χρήση του από τις 1 Ιανουαρίου 2020.

Για τη χρήση εναλλακτικών ψυκτικών πρέπει να ληφθεί υπόψη τόσο το GWP (global warming potential) όσο και η αποτελεσματικότητα. Αν κάποιο εναλλακτικό έχει χαμηλότερο GWP, δεν είναι σίγουρα προτιμητέο. Αυτό συμβαίνει γιατί, αν έχει χαμηλότερη αποτελεσματικότητα, οδηγεί στην παράλληλη χρήση συμβατικών μεθόδων θέρμανσης, ώστε να καλυφθούν οι ανάγκες. Με τον τρόπο αυτό όμως, εντείνεται το περιβαλλοντικό πρόβλημα και δε συρρικνώνεται.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Επίσης, τα εναλλακτικά ψυκτικά πρέπει να πληρούν και ορισμένες ακόμη προϋποθέσεις. Να μην είναι τοξικά, να μην είναι εύφλεκτα, να είναι χημικώς σταθερά και αδρανή. Η έρευνα ακόμη δεν έχει καταλήξει σε κατάλληλο αντικαταστάτη του R-22. Για τους παραπάνω λόγους, το Air Conditioning and Refrigeration Institute έχει αρχίσει ένα πρόγραμμα (AREP) για την αξιολόγηση των εναλλακτικών ψυκτικών. Το AREP έχει εντοπίσει μερικά εναλλακτικά ψυκτικά. Δύο από τα πλέον υποσχόμενα είναι το τριαδικό μίγμα χαμηλής θερμοκρασίας ολίσθησης των HFC-32, HFC-125, HFC-134a και το αζεοτροπικό μίγμα των HFC-32, HFC-125.

Το τριαδικό μίγμα των HFC-32, HFC-125, HFC-134a έχει σύσταση κατά βάρος 23/25/52%. Έχει τον κωδικό R-407C. Από πειράματα της DuPont Fluorochemicals που το παράγει (επίσης παράγεται από τις Allied-Signal και ICI), βρέθηκε ότι σε σχέση με το R-22 έχει μειωμένη αποτελεσματικότητα κατά 3-6% για ψύξη και 5-6% για θέρμανση. Όμως, η εταιρία υποστηρίζει ότι με κατάλληλες αλλαγές στον εξοπλισμό, η κατάσταση είναι αναστρέψιμη προς το καλύτερο.

Το αζεοτροπικό μίγμα των HFC-32, HFC-125 έχει σύσταση 50/50% κατά βάρος και παράγεται από τις Allied-Signal και DuPont με το κωδικό όνομα R-410A. Η Allied-Signal εκτέλεσε πειράματα για την αξιολόγηση του ψυκτικού αυτού και διαπιστώθηκε ότι σε σχέση με το R-22 έδινε 2% χαμηλότερη αποτελεσματικότητα. Αυτό όμως οφειλόταν στο μικρότερο συμπιεστή που χρησιμοποιήθηκε λόγων περιορισμών του συστήματος. Με χρήση ενός βελτιωμένου (ενεργειακά και όχι οικονομικά) συστήματος, η αποτελεσματικότητα βρέθηκε 5% αυξημένη σε σχέση με το R-22.

Αν και τα δυο αυτά ψυκτικά υστερούν του R-22 στην παρούσα φάση, η πρόβλεψη είναι ότι τα χαρακτηριστικά τους θα βελτιωθούν, όσο θα αποκομίζεται περισσότερη εμπειρία.

ΗΛΕΚΤΡΟΝΙΚΕΣ ΒΑΛΒΙΔΕΣ ΕΚΤΟΝΩΣΗΣ

Ο τριχοειδής σωλήνας είναι η συσκευή ελέγχου της ροής, την οποία χρησιμοποιούν προς το παρόν τα περισσότερα κλιματιστικά. Είναι μια συσκευή εκτόνωσης της πίεσης, που έχει μια γραμμή μικρής διαμέτρου που συνδέει την έξοδο του συμπυκνωτή με την είσοδο του εξατμιστήρα. Σχεδιάζεται για να παρέχει τα βέλτιστα ενεργειακά χαρακτηριστικά σε ένα συγκεκριμένο σημείο σχεδιασμού. Αν διαστασιολογηθεί σωστά, μπορεί αυτόματα να αποζημιώνει για τις διακυμάνσεις του φορτίου και του συστήματος και να παρέχει αποδεκτή απόδοση για ένα μεγάλο εύρος συνθηκών λειτουργίας.

Η θερμοστατική βαλβίδα εκτόνωσης (TXV) είναι μία άλλη συσκευή ελέγχου της ροής, που χρησιμοποιείται συχνά σε κεντρικά συστήματα κλιματισμού. Ρυθμίζει τη ροή του υγρού ψυκτικού που εισέρχεται στον εξατμιστήρα ανάλογα με την υπερθέρμανση του ψυκτικού που εγκαταλείπει τον εξατμιστήρα. Αυτές οι συσκευές προσαρμόζονται καλύτερα σε αλλαγές στις συνθήκες λειτουργίας, όπως διακυμάνσεις στη μέση θερμοκρασία, που επηρεάζουν τη θερμοκρασία συμπύκνωσης. Ως αποτέλεσμα, επηρεάζουν θετικά την εποχιακή αποτελεσματικότητα του συστήματος.

Η ηλεκτρονική βαλβίδα εκτόνωσης είναι παρόμοια με την TXV, μόνο που έχουν και το προτέρημα να ελέγχονται με χρήση ψηφιακών ή ηλεκτρονικών κυκλωμάτων. Μπορούν, όπως και οι TXV, να ελέγχουν τη ροή του ψυκτικού στον εξατμιστήρα με βάση την υπερθέρμανση. Επίσης, υπάρχουν και άλλες μέθοδοι, όπως να ελέγχεται η θερμοκρασία εξόδου από το συμπιεστή. Η έρευνα έχει δείξει ότι η ενσωμάτωση των ηλεκτρονικών βαλβίδων σε κλιματιστικά με inverter βελτιώνει την εποχιακή αποτελεσματικότητα πέρα από ότι με χρήση συμβατικών βαλβίδων TXV.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Το κύριο προτέρημα των ηλεκτρονικών βαλβίδων εκτόνωσης είναι ότι αυξάνουν την αποτελεσματικότητα σε εποχιακή βάση. Επειδή όμως η έρευνα του DOE έγινε για steady – state συνθήκες, αυτές οι βαλβίδες δεν αναλύθηκαν ως σχεδιαστική επιλογή.

THERMOSTATIC CYCLIC CONTROLS

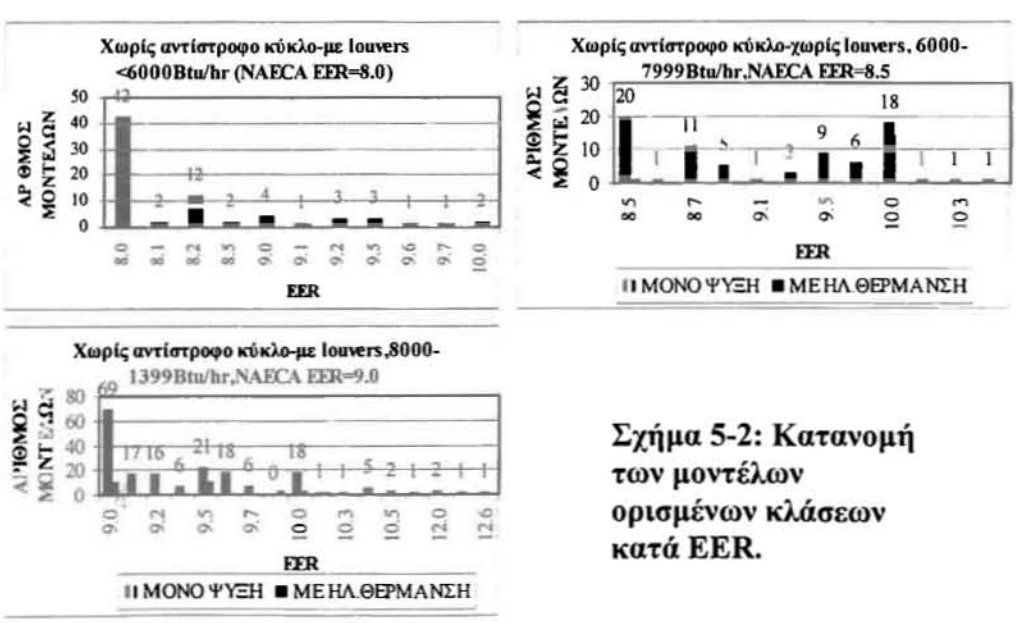
Οι τηλεχειριζόμενοι (remote) κυκλικοί θερμοστατικοί ελεγκτές παρακολουθούν καλύτερα τη θερμοκρασία του δωματίου από τους σημερινούς ενσωματωμένους θερμοστάτες. Ερευνάται η χρήση ελεγκτών fuzzy logic για εφαρμογές κλιματιστικών δωματίων. Αυτοί οι ελεγκτές προσφέρουν καλύτερη ευεξία, κυρίως αν συνδυαστούν με καλύτερα συστήματα διανομής αέρα. Το κέρδος είναι σε εποχιακή βάση. Επειδή όμως η έρευνα του DOE έγινε για steady – state συνθήκες, αυτοί οι ελεγκτές δεν αναλύθηκαν ως σχεδιαστική επιλογή.

5.1.4. ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΑ ΔΕΔΟΜΕΝΑ

Τα δεδομένα των κατασκευαστών και της AHAM χρησιμοποιήθηκαν για τον προσδιορισμό των αντιπροσωπευτικών base'ine μοντέλων για 9 από τις 14 κλάσεις, που περιγράφηκαν στην αρχή του κεφαλαίου (παράγραφος 5.1.2 Κλάσεις προϊόντων). Στον πίνακα παρουσιάζονται τα μερίδια αγοράς για κάθε κλάση το 1993.

Κλάση προϊόντος	Ποσοστό ολικών εγκαταστάσεων
Χωρίς αντίστροφο κύκλο και με louvers	
Μικρότερα των 6000 Btu/hr	28.0%
6000-7999 Btu/hr	15.1%
8000-13999 Btu/hr	34.4%
14000-19999 Btu/hr	13.7%
Μεγαλύτερα των 20000 Btu/hr	6.6%
Χωρίς αντίστροφο κύκλο και χωρίς louvers	Μη διαθέσιμα
Με αντίστροφο κύκλο και με louvers	2.2%
Με αντίστροφο κύκλο και χωρίς louvers	Μη διαθέσιμα

Πίνακας 5-4: Οικιακά μερίδια κλιματιστικών ανά κλάση για το 1993.



Σχήμα 5-2: Κατανομή των μοντέλων ορισμένων κλάσεων κατά EER.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Δύο κριτήρια χρησιμοποιήθηκαν για τον καθορισμό της baseline μονάδας σε κάθε κλάση. Αυτά είναι η ικανότητα ψύξης και το EER. Η ψυκτική ικανότητα κάθε μονάδας έπρεπε να είναι τυπική της πλειοψηφίας των μοντέλων που βρίσκονται στον κατάλογο της AHAM και το EER έπρεπε να βρίσκεται κοντά στο ελάχιστο επιτρεπόμενο της NAECA για το 1990. Στα διαγράμματα παρουσιάζονται οι κατανομές ορισμένων κλάσεων σε σχέση με την αποτελεσματικότητα. Τα πιο πολλά μοντέλα έχουν EER κοντά στο ελάχιστο της NAECA, που παρουσιάζεται στα διαγράμματα.

Στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζονται σε περίληψη ορισμένα σημαντικά δεδομένα για τις αντιπροσωπευτικές baseline ορισμένων κλάσεων. Για την προσομοίωση, οι κατασκευαστές παρείχαν δεδομένα για τη γεωμετρία του συστήματος και για το ψυκτικό. Στον πίνακα παρέχονται τόσο καθορισμένες τιμές, όσο και μετρημένες. Οι καθορισμένες τιμές (rated) είναι τιμές καταλόγων των κατασκευαστών. Οι μετρημένες τιμές (measured) είναι οι τιμές που προέκυψαν από τον έλεγχο του DOE. Το μοντέλο προσομοίωσης που κατασκευάστηκε βασίζεται στις μετρημένες τιμές.

Κλάση (Btu/hr)	>6000	6000-7999	8000-13999
EER			
Rated	8.2	8.5	9.0
Measured	8.2	8.45	9.3
Capacity (Btu/h)			
Rated	5950	7550	12000
Measured	5850	7480	12155
Σπείρα εξατμιστήρα			
Επιφάνεια ft^2	0.87	0.87	1.06
Τύπος πτερυγίου	Corrugated	Corrugated	Enhanced
Τύπος αυλού	Smooth	Smooth	Smooth
Σπείρα συμπυκνωτή			
Επιφάνεια ft^2	1.68	1.68	1.81
Τύπος πτερυγίου	Corrugated	Corrugated	Enhanced
Τύπος αυλού	Smooth	Smooth	Smooth
Συμπιεστής			
Displc. In^3	0.579	0.697	1.12
EER	10.8	10.9	10.3
Capacity (Btu/h)	6670	8100	12870
Τριχοειδής σωλήνας			
No.	1	1	1
I.D. in	0.049	0.054	0.049
Μήκος in	41.5	45	33

Πίνακας 5-5: Χαρακτηριστικά ορισμένων μονάδων baseline.

5.1.5. ΜΟΝΤΕΛΟ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ

Εκτός από τα πειράματα που εκτελέστηκαν από το DOE, παράλληλα εκτελέστηκαν και προσομοιώσεις με ένα υπολογιστικό μοντέλο. Το μοντέλο αυτό είναι μια τροποποιημένη έκδοση του Oak Ridge Heat Pump Design Model, Mark III. Το Oak Ridge Model είναι ένα πρόγραμμα για την προσομοίωση μιας αντλίας θερμότητας αέρα, που λειτουργεί με ηλεκτρικό ρεύμα. Είναι ένα μοντέλο που προσομοιώνει steady – state συνθήκες λειτουργίας, για διάφορες συνθήκες περιβάλλοντος. Στις συνθήκες αυτές υπολογίζει το EER. Για να γίνουν και οι κατάλληλες συγκρίσεις, για τις προσομοιώσεις επιλέχθηκαν οι ίδιες συνθήκες που

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

επιλέχθηκαν και για τα πειράματα του DOE. Μετά από κατάλληλες αλλαγές, για να λειτουργεί και σε συνθήκες ψύξης, το μοντέλο ήταν έτοιμο για χρήση. Για περισσότερες πληροφορίες σχετικά με το μοντέλο, ο αναγνώστης μπορεί να ανατρέξει στο εγχειρίδιο του DOE. Στο σημείο αυτό, θα παρουσιαστούν τα αποτελέσματα της σύγκρισης πειραμάτων και μοντέλου για μερικές κλάσεις κλιματιστικών.

	Louvered <6000Btu/hr			Louvered 6000-7999Btu/hr			Louver. 8000-13999Btu/hr		
	Test	Model	% διαφορά	Test	Model	% διαφορά	Test	Model	% διαφορά
EER	8.2	8.23	0.4	8.45	8.46	0.1	9.3	9.32	0.2
Btu/hr	5850	5852	0.0	7480	7481	0.0	12155	12153	0.0
Ισχύς συμπ. W	585	586	0.2	753	753	0.0	1128	1128	0.0
Ρυθμός ψεκασμ. lbm/hr	2.0	2.06	3.0	2.3	2.49	8.3	3.9	4.04	3.6
Υπόψυξη ^{0}F	27.0	27.4	1.5	25.0	26.0	4.0	24.0	22.3	-7.1
Αναρρόφηση ^{0}F	57.0	54.7	-4.0	48.0	45.1	-6.0	54.0	44.5	-17.6
Κατάθλιψη ^{0}F	172.0	180.7	5.1	175.0	181.8	3.9	168.0	180.1	7.2
Είσοδος συμπυκνωτή ^{0}F	Δε μετρήθηκε	175.6	Δε μετρήθηκε	Δε μετρήθηκε	178.0	Δε μετρήθηκε	168.0	177.8	5.8
Έξοδος συμπυκνωτή ^{0}F	95.0	104.3	9.8	103.0	103.4	0.4	96.0	105.5	9.9
Τριχοειδής σωλ. ^{0}F	95.0	100.8	6.1	102.0	100.7	-1.3	Δε μετρήθηκε	103.9	Δε μετρήθηκε
Είσοδος εξατμ. ^{0}F	Δε μετρήθηκε	40.5	Δε μετρήθηκε	Δε μετρήθηκε	45.7	Δε μετρήθηκε	47.0	41.2	-12.3
Έξοδος εξατμ. ^{0}F	40.3	54.7	35.7	43.5	45.1	3.7	48.0	44.5	-7.3
Εξάτμιση ^{0}F	41.0	38.8	-5.4	44.6	41.9	-6.1	45.0	35.5	-21.1
Συμπύκνωση ^{0}F	122.0	132.1	8.3	127.0	130.5	2.8	120.0	127.8	6.5

Πίνακας 5-6: Σύγκριση πειραματικών μετρήσεων του DOE με το μοντέλο του Oak Ridge Heat Pump Design Model, Mark III.

5.1.6. ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΚΟΣΤΟΥΣ – ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΙΚΟΤΗΤΑΣ

Στην ενότητα αυτή παρουσιάζονται δεδομένα των κατασκευαστών για κόστη και αποτελεσματικότητες. Το κόστος αναφέρεται στα έξοδα του κατασκευαστή για την παραγωγή του προϊόντος με τις εκάστοτε σχεδιαστικές επιλογές και δεν περιλαμβάνει πιστώσεις σε λιανοπώλες και χονδρέμπορους. Η αποτελεσματικότητα εκφράζεται σε EER, εκτός από τις σχεδιαστικές επιλογές που ενσωματώνουν συμπιεστή πολλαπλών ταχυτήτων. Για τις περιπτώσεις αυτές, η αξιολόγηση γίνεται κατά SEER, δηλαδή εποχιακό (seasonal) EER, επειδή βελτιώνουν την αποτελεσματικότητα σε εποχιακή βάση. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται σε επόμενους πίνακες.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Για να προσδιοριστεί η ετήσια κατανάλωση ενέργειας σύμφωνα με τους υπολογισμούς του ελέγχου του DOE, η ικανότητα αφαίρεσης θερμότητας της μονάδας υποτίθεται ότι παραμένει σταθερή, ανεξάρτητα από την επίδραση που έχει πάνω της η οποιαδήποτε σχεδιαστική επιλογή. Για το λόγο αυτό, η μονάδα θα λειτουργεί λιγότερες ώρες αν μια σχεδιαστική επιλογή βελτιώνει την αποτελεσματικότητά της. Για κάθε μια από τις αντιπροσωπευτικές μονάδες baseline, οι ετήσιες ώρες λειτουργίας θεωρούνται 750. Όπως συμπεραίνεται από έρευνα της AHAM, οι 750 ώρες είναι το αποδεκτό μέσο εθνικό επίπεδο λειτουργίας των κλιματιστικών δωματίου. Η ετήσια απομάκρυνση θερμότητας από κάθε μονάδα baseline βρίσκεται αν πολλαπλασιαστεί η ικανότητα ψύξης της μονάδας με τις 750 ώρες λειτουργίας. Για κάθε σχεδιαστική επιλογή που αναλύεται, οι ετήσιες ώρες λειτουργίας προσδιορίζονται με βάση την υπολογισμένη ικανότητα απομάκρυνσης θερμότητας, που διαιρείται με την ικανότητα ψύξης της μονάδας. Εφόσον οι περισσότερες σχεδιαστικές επιλογές αυξάνουν την ικανότητα της μονάδας, οι ετήσιες ώρες λειτουργίας μειώνονται με την προσθήκη σχεδιαστικών επιλογών. Η ετήσια κατανάλωση ενέργειας προσδιορίζεται με πολλαπλασιασμό της ολικής ισχύος με τις ώρες λειτουργίας.

Πρόσφατα δεδομένα του χώρου (field data) δείχνουν ότι η ετήσια ενεργειακή κατανάλωση των κλιματιστικών είναι σημαντικά μικρότερη από τους υπολογισμούς του DOE που βασίζονται στη μέση τιμή λειτουργίας των 750 ωρών. Τα δεδομένα αυτά παρουσιάζονται στον επόμενο πίνακα, ως τη σταθερή μέση ετήσια κατανάλωση ενέργειας του 1990. Αυτά τα ετήσια δεδομένα ενεργειακής κατανάλωσης παρουσιάζονται κατά τύπο οικίας και προέρχονται από αρκετές πηγές, όπως εκτιμήσεις μηχανικών. Στον ίδιο πίνακα παρουσιάζονται η στατιστική κατανομή των σπιτιών κατά τύπο το 1990 και το ποσοστό των σπιτιών που χρησιμοποιούν κλιματιστικό. Η στάθμιση των δεδομένων του πίνακα οδηγεί σε μέση κατανάλωση ενέργειας για το 1990, 762 KWh/year. Αυτή η τιμή αντιστοιχεί σε μέση αποτελεσματικότητα για το 1990, 7.48 EER. Στο μεθεπόμενο πίνακα, παρουσιάζονται και τα EER του σταθμισμένου φορτίου και το μερίδιο αγοράς κατά έτος. Από τα δεδομένα αυτά, προκύπτει μέση αποτελεσματικότητα 7.48 EER.

Τύπος οικίας	Κατανάλωση 1990 KWh/year	Στατιστική (1990) κατανομή οικιών %	Κατανομή οικιών με κλιματιστικό %
1 οικογένεια	870	63.8	27.1
>1 οικογένεια	530	24.5	30.6
Τροχόσπιτα	680	5.1	30.6
Σταθμισμένος μέσος	762		

Πίνακας 5-7: Μέση κατανάλωση για το 1990 ανά τύπο οικίας.

Έτος	-1971	1971-1980	1981-1985	1986-1988	1989-1990	Μέσος
EER σταθμισμένου φορτίου Btu/W-hr	5.82	6.51	7.43	8.52	8.64	7.48
Μερίδιο (1990) φορτίου %	6.9	26.8	30.5	23.7	12.7	

Πίνακας 5-8: Stock average efficiency κλιματιστικών για το 1990.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Στη συνέχεια, η μέση σταθμισμένη ενεργειακή κατανάλωση του πίνακα 5.7 (762 KWh/year) συγκρίνεται με την ετήσια ενεργειακή κατανάλωση του πειράματος του DOE, που βασίστηκε στις 750 ώρες λειτουργίας ετησίως. Στον επόμενο πίνακα παρουσιάζονται για τις κλάσεις των κλιματιστικών, η αποτελεσματικότητα της μονάδας baseline και η ετήσια ενεργειακή κατανάλωση που προκύπτει από τη μέθοδο του DOE. Επίσης, παρουσιάζονται και τα δεδομένα του AHAM για το 1990.

Κλάση προϊόντος	1990 baseline EER (Btu/W-hr)	Κατανάλωση κατά DOE (KWh/yr)	Ποσοστό % φορτίου 1990
Χωρίς αντίστροφο κύκλο, με louvers			
<6000 Btu/hr	8.23	533	27.1
6000-7999 Btu/hr	8.46	664	17.1
8000-13999 Btu/hr	9.32	978	31.7
14000-19999 Btu/hr	9.00	1497	12.0
>20000 Btu/hr	8.22	2215	5.8
Χωρίς αντίστροφο κύκλο, χωρίς louvers			
6000-7999 Btu/hr	8.88	538	1.7
8000-13999 Btu/hr	8.8	922	1.7
Με αντίστροφο κύκλο, με louvers	8.92	1057	2.3
Με αντίστροφο κύκλο, χωρίς louvers	8.72	977	0.5
Μέση στάθμιση ως προς το φορτίο	8.74	930	

Πίνακας 5-9: Αποτελεσματικότητα της μονάδας baseline και ετήσια ενεργειακή κατανάλωση που προκύπτει από τη μέθοδο του DOE, για το 1990.

Με σκοπό να γίνει μια ευθεία σύγκριση ανάμεσα στην κατανάλωση των 762 KWh/yr (field - based) και των 930 KWh/yr (DOE), γίνεται μια κανονικοποίηση.

$$EU_{field,ship} = EU_{field,stock}\left(\frac{EER_{stock}}{EER_{ship}}\right) = 762KWh/yr\left(\frac{7.48}{8.74}\right) = 652KWh/yr \quad \textbf{5-15}$$

όπου:

- $EU_{field,ship}$: Μέση κατανάλωση ενέργειας σταθμισμένη ως προς το φορτίο, field – based.
- $EU_{field,stock}$: Μέση κατανάλωση ενέργειας σταθμισμένη ως προς stock, field – based.
- EER_{stock}: 1990 stock average αποτελεσματικότητα.
- EER_{ship}: 1990 shipment - weighted αποτελεσματικότητα.

Η τιμή των 652 KWh/yr που προέκυψε, είναι περίπου το 71% της τιμής των 930 KWh/yr που υπολογίστηκαν από τα πειράματα του DOE. Αυτή η σύγκριση υπαγορεύει ότι οι ετήσιες ώρες λειτουργίας κατά 71%, από 750 σε 533. Στους επόμενους πίνακες, οι τιμές του DOE για την ενεργειακή κατανάλωση πολλαπλασιάζονται με το 71% για να προκύψει η ετήσια κατανάλωση που βασίζεται στο χώρο (field - based).

Επίπεδο	Design	Επιλογή design	Κόστος κατασκευα	Btu/hr	EER Btu/W-hr	Test DOE	Field KWh/yr

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

		design	κατασκευα στή 1990$		Btu/W-hr	KWh/yr	ωρες	KWh/yr
	0	Baseline	179.39	5852.1	8.23	533.1	750.0	378.5
	1	0+A	180.17	6061.6	8.7	504.7	724.1	358.3
1	2	1+B	183.17	6076.0	9.32	471.0	722.4	334.4
2	3	2+Γ	186.01	6509.3	9.71	452.0	674.3	320.9
3	4	3+Δ	189.76	6567.9	10.0	439.0	668.3	311.7
4	5	4+E	216.90	6729.8	10.38	422.8	652.2	300.2
	6	5+Z	276.90	6731.3	10.57	415.3	652.0	294.9
5	7	6+H	400.74	6731.3	11.74	373.8	652.0	265.4

Πίνακας 5-10: Κόστος – αποτελεσματικότητα για κλιματιστικά <6000 Btu/hr χωρίς αντίστροφο κύκλο, με louvers. **Baseline:** συμπιεστής 6.67 Kbtu/hr, EER=10.76, λείοι αυλοί, κυματιστά πτερύγια και shaded – pole κινητήρας ανεμιστήρων. **Α**. ενίσχυση πτερυγίων εξατμιστήρα (EF=2.18) και συμπυκνωτή (EF=2.14). **Β.** αντικατάσταση του shaded – pole κινητήρα (30% αποτελεσματικότητα) με τον PSC 50% αποτελεσματικότητας. **Γ**. αντικατάσταση λείων αυλών με αυλακωτούς, εξατμιστήρας: Enhanc.Factor=2.27, Pressure drop multiplier=1.41, συμπυκνωτής: Enhanc.Factor=1.95, Pressure drop multiplier=1.85. **Δ**. προσθήκη υποψύκτη, μήκος 65΄΄, DIA=3/8΄΄, θερμοκρασία συμπύκνωσης 90.8^{0}F. **Ε**. εξατμιστήρας: μετωπική επιφάνεια αέρα από 0.87 σε 1.13 ft^2, συμπυκνωτής: μετωπική επιφάνεια αέρα από 0.68 σε 2.06 ft^2. **Z.** αντικατάσταση του 50% αποτελεσματικότητας PSC κινητήρα με τον 70% αποτελεσματικότητας BPM κινητήρα. **Η**. αντικατάσταση του απλού συμπιεστή με συμπιεστή πολλαπλών ταχυτήτων.

Επίπεδο	Design	Επιλογή design	Κόστος κατασκευα στή 1990$	Btu/hr	EER Btu/W-hr	Test DOE		Field KWh/yr
						KWh/yr	ωρες	
	0	Baseline	199.3	7481.2	8.46	663.5	750.0	471.1
	1	0+A	200.41	7706.6	8.8	637.7	728.1	452.8
1	2	1+B	203.41	7722.4	9.38	598.4	726.6	424.9
2	3	2+Γ	207.16	7803.8	9.66	580.7	719.0	412.3
3	4	3+Δ	211.42	8059.1	9.91	566.2	696.2	402.0
4	5	4+E	240.5	8216.0	10.33	543.2	682.9	385.7
	6	5+Z	302.33	8218.5	10.5	534.2	682.7	379.3
5	7	6+H	426.9	8218.5	11.67	480.8	682.7	341.4

Πίνακας 5-11: Κόστος – αποτελεσματικότητα για κλιματιστικά 6000-7999 Btu/hr χωρίς αντίστροφο κύκλο, με louvers. **Baseline:** συμπιεστής 8.1 Kbtu/hr, EER=10.95, λείοι αυλοί, κυματιστά πτερύγια και shaded – pole κινητήρας ανεμιστήρων. **Α**. ενίσχυση πτερυγίων εξατμιστήρα (EF=1.84) και συμπυκνωτή (EF=1.86). **Β.** αντικατάσταση του shaded – pole κινητήρα (30% αποτελεσματικότητα) με τον PSC 50% αποτελεσματικότητας. **Γ**. προσθήκη υποψύκτη, μήκος 65΄΄, DIA=3/8΄΄, θερμοκρασία συμπύκνωσης 86.3^{0}F. **Δ**. αντικατάσταση λείων αυλών με αυλακωτούς, εξατμιστήρας: Enhanc.Factor=2.08, Pressure drop multiplier=1.41, συμπυκνωτής: Enhanc.Factor=1.85, Pressure drop multiplier=1.85. **Ε**. εξατμιστήρας: μετωπική επιφάνεια αέρα από 0.87 σε 1.13 ft^2, συμπυκνωτής: μετωπική επιφάνεια αέρα από 0.68 σε 2.16 ft^2. **Z.** αντικατάσταση του 50% αποτελεσματικότητας PSC κινητήρα με τον 70% αποτελεσματικότητας BPM κινητήρα. **Η.** αντικατάσταση του απλού συμπιεστή με συμπιεστή πολλαπλών ταχυτήτων.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Επίπεδο	Design	Επιλογή design	Κόστος κατασκευα στή 1990$	Btu/hr	EER Btu/W-hr	Test DOE		Field KWh/yr
						KWh/yr	ωρες	
	0	Baseline	256.51	12152.7	9.32	977.6	750.0	694.1
1	1	0+A	262.62	12439.5	9.71	938.7	732.7	666.4
2	2	1+B	264.88	12512.4	9.85	925.6	728.4	657.2
3	3	2+Γ	269.68	13049.1	10.11	901.4	698.5	640.0
4	4	3+Δ	303.6	13477.4	10.97	831.0	676.3	590.0
	5	4+E	368.18	13482.0	11.15	817.3	676.1	580.3
5	6	5+Z	499.03	13482.0	12.39	735.6	676.1	522.3

Πίνακας 5-12: Κόστος – αποτελεσματικότητα για κλιματιστικά 6000-7999 Btu/hr χωρίς αντίστροφο κύκλο, με louvers. **Baseline:** συμπιεστής 12.78 Kbtu/hr, EER=10.3, λείοι αυλοί, ενισχυμένα πτερύγια και shaded – pole κινητήρας ανεμιστήρων. **Α.** αντικατάσταση υπάρχοντος συμπιεστή με συμπιεστή 13.2 Kbtu/hr, EER=10.82. **Β.** προσθήκη υποψύκτη, μήκος 34΄΄, DIA=5/16΄΄, θερμοκρασία συμπύκνωσης 91.3^{0}F. **Γ.** αντικατάσταση λείων αυλών με αυλακωτούς, εξατμιστήρας: Enhanc.Factor=2.16, Pressure drop multiplier=1.41, συμπυκνωτής: Enhanc.Factor=1.67, Pressure drop multiplier=1.85. **Δ.** εξατμιστήρας: μετωπική επιφάνεια αέρα από 1.06 σε 1.50 ft^2, συμπυκνωτής: μετωπική επιφάνεια αέρα από 0.72 σε 2.38 ft^2. **Ε.** αντικατάσταση του 67% αποτελεσματικότητας PSC κινητήρα με τον 80% αποτελεσματικότητας BPM κινητήρα. **Ζ.** αντικατάσταση του απλού συμπιεστή με συμπιεστή πολλαπλών ταχυτήτων.

Για να μην περιοριστεί ο αριθμός των σχεδιαστικών επιλογών που θα μπορούσαν να εφαρμοστούν για κάθε κλάση, τα όρια των ικανοτήτων ψύξης δε λήφθηκαν υπόψη στην ανάλυση αυτή. Στην περίπτωση των 2 μικρότερων κλάσεων, η ικανότητα ψύξης επιτράπηκε να υπερβεί τα όρια. Χωρίς τα όρια αυτά, οι σχεδιαστικές επιλογές μπορούν να εφαρμοστούν η μια μετά την άλλη, χωρίς σκέψη για την επίδραση στην ικανότητα ψύξης. Με τον τρόπο αυτό, η ανάλυση δεν επιβαρύνεται με τον περιορισμό της υποδιαστασιολόγησης εξαρτημάτων, για το σκοπό της διατήρησης της ικανότητας ψύξης σε καθορισμένα όρια. Υποτέθηκε ότι αν οι κατασκευαστές έθεταν την ικανότητα ψύξης ως περιορισμό, θα ήταν ικανοί να φέρουν τις σχεδιαστικές επιλογές σε τέτοιο επίπεδο, ώστε να μην υπερβαίνουν τα όρια της κάθε κλάσης.

Οι πίνακες που προηγήθηκαν, εξηγούν από μόνοι τους τι παρουσιάζουν. Σημειώσεις συνοδεύουν κάθε σχεδιαστική επιλογή για να εξηγούν τι σημαίνει. Όσον αφορά τις σχεδιαστικές επιλογές που αυξάνουν την αποτελεσματικότητα του συμπιεστή, τα δεδομένα για όλους τους συμπιεστές είναι πραγματικά δεδομένα απόδοσης. Τα δεδομένα αυτά παρέχουν τιμές για την ισχύ εισόδου και την παροχή του ψυκτικού, ως συνάρτηση των θερμοκρασιών εξάτμισης και συμπύκνωσης, με χρήση εξισώσεων bi-quadratic, όπως περιγράφεται στο εγχειρίδιο του DOE.

5.1.7. ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΚΟΣΤΟΥΣ

Τα περισσότερα δεδομένα κόστους τα προμήθευσε η AHAM. Τα δεδομένα της AHAM συλλέχθηκαν από αρκετούς κατασκευαστές κλιματιστικών και βγήκε μέσος όρος για τήρηση της εμπιστευτικότητας των στοιχείων των διαφόρων κατασκευαστών. Τα δεδομένα της AHAM αφορούσαν τις περιπτώσεις: αυξημένη αποτελεσματικότητα περιστροφικού συμπιεστή, ελικοειδή (scroll) συμπιεστή, παλινδρομικό (inertia) συμπιεστή, αυξημένη πυκνότητα πτερυγίων, αυξημένη πυκνότητα αυλών, αυλοί με αυλακώσεις, ενισχυμένα πτερύγια, υποψύκτες, αυξημένο μέγεθος πλαισίου, κινητήρες BPM (brushless permanent magnet) και συμπιεστές

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

πολλαπλών ταχυτήτων. Όπου δεν υπήρχαν δεδομένα της AHAM, χρησιμοποιήθηκαν δεδομένα από κατασκευαστές εξαρτημάτων.

Για τις βελτιώσεις στις σπείρες των εναλλακτών, τα κόστη βασίστηκαν μόνο σε δεδομένα της AHAM. Τα περισσότερα από αυτά τα δεδομένα κόστους, εκφράστηκαν ως συνάρτηση του επιπλέον υλικού που απαιτείται για την πραγματοποίηση της σχεδιαστικής αλλαγής. Για την αυξημένη πυκνότητα πτερυγίωσης, αυξημένη πυκνότητα αυλών και τη βελτίωση στη σχεδίαση των πτερυγίων, το κόστος παρατέθηκε σε U.S.$ ανά όγκου υλικού που προστίθεται. Για την περίπτωση του αυλού με αυλακώσεις, το κόστος παρατέθηκε σε U.S.$ ανά lineal foot αυλού. Για την προσθήκη υποψύκτη, το κόστος ήταν συνάρτηση του μήκους του υποψύκτη. Τρεις διαφορετικές συναρτήσεις για τον υποψύκτη χρησιμοποιήθηκαν, η καθεμία για διαφορετική διάμετρο αυλών. Τα δεδομένα κόστους για την αύξηση μεγέθους του πλαισίου (με αύξηση μεγέθους της σπείρας) παρουσιάστηκαν ως έξτρα κόστος, που βασίζεται στην ικανότητα ψύξης κάθε κλάσης. Στον επόμενο πίνακα παρουσιάζονται τα δεδομένα κόστους για τις παραπάνω βελτιώσεις σε εναλλάκτη θερμότητας.

Αντικείμενο	Κατασκευαστικό κόστος (1994$)
Αυξημένη πυκνότητα πτερυγίων	0.2/ in^3 προστιθέμενου υλικού
Αυξημένη πυκνότητα αυλών	1.45/ in^3 προστιθέμενου υλικού αυλού –0.2/ in^3 προστιθέμενου υλικού πτερυγίου
Αυλοί με αυλακώσεις	0.48 εξτρά/ lineal foot
Ενισχυμένα πτερύγια	0.2 εξτρά/ in^3 προστιθέμενου υλικού πτερυγίου
Υποψύκτες	3/8'' DIA αυλού=$1.07+$0.043*μήκος (in) 5/16'' DIA αυλού=$1.07+$0.037*μήκος (in) ¼'' DIA αυλού=$1.07+$0.027*μήκος (in)
Αυξημένο μέγεθος πλαισίου	<6000 Btu/hr: 28$ 6000-7999 Btu/hr: 30$ 8000-13999 Btu/hr: 35$ 14000-19999 Btu/hr: 100$ >20000 Btu/hr: 60$

Πίνακας 5-13: Δεδομένα κόστους κατασκευαστών (της AHAM) για βελτιώσεις σε εναλλάκτες θερμότητας.

Τύπος συμπιεστή και πηγή	Κατασκευαστικό κόστος (1994$)
Περιστροφικός (AHAM)	$/0.1 EER αύξηση=$0.42+$0.06*(Kbtu/hr)
Αδρανειακός-παλινδρομικός (Bristol)	Τύπος H26B(11.2-11.3 EER)=$20-$30 Τύπος H27B(11.4-11.6 EER)=$30-$40 Τύπος H27A(11.7-12.0 EER)=$40-$50 Ηχομόνωση=$13
Scroll (AHAM)	$36-$41 περισσότερο από τους περιστροφικούς
Πολλαπλών ταχυτήτων (AHAM)	40% περισσότερο από τους απλούς συμπιεστές

Πίνακας 5-14: Δεδομένα κόστους κατασκευαστών για βελτιώσεις σε συμπιεστές.

5.1.8. ΜΕΓΙΣΤΗ ΕΦΙΚΤΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΗ ΣΧΕΔΙΑΣΗ

Όπως αναφέρθηκε νωρίτερα, η βέλτιστη εφικτή τεχνολογική σχεδίαση για τις 9 κλάσεις των κλιματιστικών επιτυγχάνεται είτε με τη χρήση συμπιεστών πολλαπλών ταχυτήτων (για μονάδες με louvered sides) είτε με αύξηση της επιφάνειας της σπείρας (για μονάδες χωρίς louvered sides). Η βέλτιστη εφικτή τεχνολογική σχεδίαση

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

περιλαμβάνει ενισχυμένα πτερύγια και αυλούς με αυλακώσεις και για τις 2 σπείρες (εξατμιστήρα και συμπυκνωτή), υποψύκτη, μεγαλύτερες σπείρες εναλλακτών, κινητήρα ανεμιστήρων τύπου BPM και συμπιεστή πολλαπλών ταχυτήτων υψηλής αποτελεσματικότητας. Η αποτελεσματικότητα του σχεδιασμού "max tech" προσδιορίζεται από δεδομένα των κατασκευαστών και υπολογίζεται από προσομοιώσεις με μοντέλο. Όλες οι τιμές των πινάκων που προηγήθηκαν, εμπεριέχουν ένα βαθμό αβεβαιότητας.

Και για τις 9 κλάσεις κλιματιστικών, το εύρος του 95% του διαστήματος εμπιστοσύνης για κάθε ένα από τους εφικτούς τεχνολογικούς σχεδιασμούς είναι περίπου το ίδιο. Το κάτω άκρο του διαστήματος είναι κατά μέσο όρο 5.6% μικρότερο από τη "max tech" αξιολόγηση κατά SEER (seasonal EER). Η αξιολόγηση γίνεται κατά εποχιακό EER, γιατί ενσωματώνει συμπιεστή πολλαπλών ταχυτήτων. Το άνω άκρο του διαστήματος εμπιστοσύνης είναι κατά μέσο όρο 20.5% υψηλότερο από τη "max tech" αξιολόγηση κατά SEER.

5.2. ΠΡΟΒΛΕΨΕΙΣ ΓΙΑ ΤΗ ΒΑΣΙΚΗ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ

Τα αποτελέσματα των ομοσπονδιακών εναλλακτικών επιπέδων αποτελεσματικότητας υπολογίζονται με σύγκριση της προβλεπόμενης οικιακής ενεργειακής κατανάλωσης με και χωρίς τα επίπεδα αποτελεσματικότητας. Οι περιπτώσεις χωρίς την επιβολή επιπέδων αποτελεσματικότητας αναφέρονται ως base case projections (προβολή βασικών περιπτώσεων). Η βασική περίπτωση έχει στόχο να παρέχει μια λογική πρόβλεψη της μελλοντικής κατανάλωσης της μονάδας, της τιμής του εξοπλισμού και της εγκατάστασης του κλιματισμού, λαμβάνοντας υπόψη αλλαγές στο αποθεματικό του σπιτιού και στις τιμές της ενέργειας. Αυτές οι βασικές περιπτώσεις συγκρίνονται με προβλέψεις των συνθηκών που αναμένονται να κυριαρχήσουν, καθώς επιβάλλονται διαφορετικά επίπεδα αποτελεσματικότητας. Η διαφορά ανάμεσα στις 2 προβλέψεις ορίζεται ως το επαυξητικό αντίκτυπο των εναλλακτικών ενεργειακών επιπέδων αποτελεσματικότητας.

Οι προβλέψεις βασίζονται σε έναν αριθμό δημογραφικών, οικονομικών και ενεργειακών μεταβλητών, που περιέχουν αλήθεια για όλες τις χρήσεις, ενεργειακές τιμές, εισόδημα οικογενειακό, οικογενειακό αποθεματικό, ξεκίνημα νέων σπιτικών, τύπος οικιών (μονοκατοικίες, πολυκατοικίες, τροχόσπιτα) και άλλα. Επιπρόσθετες μεταβλητές περιλαμβάνουν: χρόνο ζωής της εφαρμογής, στατιστική κατανομή αποτελεσματικοτήτων, κατανάλωση μονάδας και τιμές εξαρτημάτων. Τα αποτελέσματα περιλαμβάνουν νέα EER των μονάδων, ενεργειακή κατανάλωση μονάδων, αριθμό μονάδων που εγκαθίστανται, εθνική ενεργειακή κατανάλωση και τιμές εξαρτημάτων.

5.2.1. ΔΗΜΟΓΡΑΦΙΚΕΣ ΚΑΙ ΟΙΚΟΝΟΜΙΚΕΣ ΠΑΡΑΔΟΧΕΣ

Μερικά από τα δημογραφικά και οικονομικά στοιχεία για τις Η.Π.Α. παρουσιάζονται στους επόμενους πίνακες. Ο αναγνώστης μπορεί να ανατρέξει στο εγχειρίδιο του DOE για περισσότερα στοιχεία.

	Νοικοκυριά	Μονοκατοικίες	Πολυκατοικίες	Τροχόσπιτα
1980	80.4	53.8	22.7	3.9
1985	86.5	58.3	23.6	4.6
1990	93.4	63.8	24.5	5.1
1995	97.5	68.0	24.2	5.3
2000	101.9	71.8	24.7	5.4
2005	106.2	75.2	25.6	5.5
2010	110.7	78.6	26.6	5.5

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

2030	130.8	91.6	33.4	5.8

Πίνακας 5-15: Προβλέψεις νοικοκυριών σε εκατομμύρια.

	Νοικοκυριά	Μονοκατοικίες	Πολυκατοικίες	Τροχόσπιτα
1980	1514	852	440	222
1985	2025	1072	670	284
1990	1392	901	303	188
1995	1605	1142	230	233
2000	1645	1041	388	216
2005	1721	1063	435	223
2010	1780	1059	496	225
2030	2110	1093	775	242

Πίνακας 5-16: Προβλέψεις νέων νοικοκυριών σε χιλιάδες.

	Ηλεκτρισμός	Φυσικό αέριο	Πετρέλαιο	LPG
1980	22.44	5.71	11.16	12.37
1985	27.75	7.21	9.41	9.25
1990	23.74	5.69	7.64	8.31
1991	23.87	5.76	7.57	8.41
1992	24.62	5.87	6.86	8.52
1993	24.3	6.0	6.55	8.63
2000	23.93	5.88	7.7	9.55
2005	24.66	6.71	8.24	11.65
2010	25.67	6.92	8.71	12.99
2030	28.44	13.77	12.03	20.1

Πίνακας 5-17: Μέσες οικιακές ενεργειακές τιμές (1990 $ /I0^6 Btu).

	Ηλεκτρισμός	Φυσικό αέριο
Θέρμανση χώρων	0.87	0.98
Θέρμανση νερού	0.9	1.01
Κλιματισμός	0.99	Μη διαθέσιμο
Άλλες χρήσεις	1.04	1.11

Πίνακας 5-18: Σχετικό ενεργειακό κόστος ανά χρήση (μέση οικιακή τιμή ηλεκτρισμού = 1.00).

5.2.2. ΠΑΡΑΔΟΧΕΣ ΜΕΣΗΣ ΔΙΑΡΚΕΙΑΣ ΖΩΗΣ ΕΞΟΠΛΙΣΜΟΥ

Ο μέσος όρος για τη διάρκεια ζωής του εξοπλισμού από πηγές της United Power Association προκύπτει 12.7 έτη. Για τους σκοπούς της ανάλυσης αυτής, η τιμή στρογγυλοποιήθηκε στα 12.5 έτη και χρησιμοποιήθηκε ως αντιπροσωπευτική.

5.2.3. ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΠΡΟΒΟΛΗΣ (ΠΡΟΒΛΕΨΗΣ) ΤΗΣ ΒΑΣΙΚΗΣ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ

Στην ενότητα αυτή περιέχονται προβλέψεις για την κατανάλωση της κάθε νέας μονάδας, τις νέες ετήσιες εγκαταστάσεις, την ετήσια οικιακή ενεργειακή κατανάλωση και την τιμή των μονάδων.

Έτος	Μέσος EER	UEC (KWh/yr)
1981	7.06	920

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

1993	9.05	686
1996	9.11	672
1999	9.11	666
2030	9.3	652

Πίνακας 5-19: Προβλέψεις βασικής περίπτωσης για τη μοναδιαία κατανάλωση ενέργειας νέων κλιματιστικών δωματίου.

Έτος	Ώρες λειτουργίας / έτος
1981	531
1993	554
1996	577
1999	589
2030	641

Πίνακας 5-20: Προβλεπόμενη μέση ετήσια χρήση κλιματιστικών.

Έτος	Κλιματιστικά δωματίου	Κεντρικά κλιματιστικά	Αντλίες θερμότητας	Συνολικά
1981	3.47	2.15	0.44	6.05
1993	3.47	2.52	0.64	6.63
1996	4.03	2.92	0.72	7.66
1999	4.4	3.18	0.76	8.34
2030	5.51	4.42	1.18	11.11

Πίνακας 5-21: Ετήσιες εγκαταστάσεις (σε εκατομμύρια) νέων κλιματιστικών στα νοικοκυριά των ΗΠΑ.

Έτος	Κλιματιστικά δωματίου %	Κεντρικά κλιματιστικά %	Αντλίες θερμότητας %	Συνολικά %
1981	32	21	3	56
1993	29	35	8	72
1996	29	37	9	75
1999	29	39	9	77
2030	32	46	12	90

Πίνακας 5-22: Ποσοστό κατοικημένων οικιών των ΗΠΑ που έχουν κλιματιστικό.

Η οικιακή ενεργειακή κατανάλωση του προϊόντος υπολογίζεται κάθε χρόνο από τα: αριθμός νοικοκυριών, αναλογία νοικοκυριών που έχουν κλιματιστικό, μέση κατανάλωση μονάδας και συντελεστής χρήσης.

Έτος	Κλιματιστικά δωματίου	Κεντρικά κλιματιστικά	Αντλίες θερμότητας	Συνολικά
1981	0.45	0.59	0.11	1.15
1993	0.37	0.93	0.27	1.58
1996	0.37	0.98	0.29	1.64
1999	0.38	1.02	0.31	1.7
2030	0.54	1.55	0.5	2.59

Πίνακας 5-23: Οικιακή ενεργειακή κατανάλωση για κλιματιστικά στις ΗΠΑ (τετράκις εκατομμύρια Btu, πρωτογενής ενέργεια).

Έτος	Κλιματιστικά δωματίου
1981	490
1993	507
1996	507
1999	507

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

2030	519

Πίνακας 5-24: Μέση τιμή νέων κλιματιστικών δωματίου (σε 1990 $) για τα νοικοκυριά των ΗΠΑ.

5.2.4. ΑΝΑΛΥΣΗ ΕΥΑΙΣΘΗΣΙΑΣ ΤΗΣ ΒΑΣΙΚΗΣ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ

Οι περιπτώσεις που επιλέχθηκαν για την ανάλυση ευαισθησίας ορίζονται ως εξής:

1. *Χαμηλότερη τιμή εξοπλισμού*· Η τιμή της μονάδας baseline και η επαυξητική τιμή που σχετίζεται με κάθε επίπεδο απόδοσης μειώνεται με το εκτιμώμενο διάστημα αβεβαιότητας.
2. *Υψηλότερη τιμή εξοπλισμού*· Η τιμή της μονάδας baseline και η επαυξητική τιμή που σχετίζεται με κάθε επίπεδο απόδοσης αυξάνεται με το εκτιμώμενο διάστημα αβεβαιότητας.
3. *Χαμηλότερη ενεργειακή τιμή*· Από το 1992 ως το 2030, το κόστος του ηλεκτρισμού είναι 3% χαμηλότερο, ενώ το κόστος του αερίου και του πετρελαίου είναι 5% χαμηλότερα από την πρόβλεψη που παρουσιάστηκε νωρίτερα.
4. *Υψηλότερη ενεργειακή τιμή*· Από το 1992 ως το 2030, το κόστος του ηλεκτρισμού είναι 3% υψηλότερο, ενώ το κόστος του αερίου και του πετρελαίου είναι 5% υψηλότερα από την πρόβλεψη που παρουσιάστηκε νωρίτερα.
5. *Υψηλή αποτελεσματικότητα εξοπλισμού*· Υποτίθεται συνεχής μελλοντική βελτίωση στην αποτελεσματικότητα κατά 2% κάθε χρόνο.
6. *Μείωση επιτοκίων προεξόφλησης της αγοράς*· Υποτίθεται ότι τα market discount rates μειώνονται κατά 2% κάθε χρόνο.

Η επίδραση αυτών των 6 περιπτώσεων στη μέση τιμή αγοράς και στη μέση αποτελεσματικότητα των νέων κλιματιστικών δωματίου παρουσιάζεται στους επόμενους πίνακες. Η πρώτη γραμμή κάθε πίνακα δείχνει τα αποτελέσματα της περίπτωσης αναφοράς, που παρουσιάστηκε στην προηγούμενη ενότητα. Οι επόμενες γραμμές παρουσιάζουν τα αποτελέσματα των περιπτώσεων ανάλυσης ευαισθησίας, με τη σειρά (1-6) που παρουσιάστηκαν παραπάνω.

Έτος	1981	1993	1996	1999	2030
Αναφορά	490	507	507	507	519
1	450	464	475	475	479
2	530	549	549	549	561
3	490	507	507	507	518
4	490	507	516	516	519
5	490	507	541	615	1002
6	490	507	517	518	531

Πίνακας 5-25: Μέση τιμή αγοράς νέων κλιματιστικών σε 1990 $.

Έτος	1981	1993	1996	1999	2030
Αναφορά	7.03	9.05	9.11	9.11	9.3
1	7.03	9.05	9.3	9.3	9.38
2	7.03	9.05	9.11	9.11	9.25
3	7.03	9.05	9.11	9.11	9.26
4	7.03	9.05	9.25	9.25	9.3
5	7.03	9.05	9.62	10.22	12.01
6	7.03	9.05	9.25	9.26	9.47

Πίνακας 5-26: Μέση αποτελεσματικότητα (EER) νέων κλιματιστικών.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

5.3. ΠΡΟΒΛΕΠΟΜΕΝΗ ΕΘΝΙΚΗ ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΩΝ ΕΝΑΛΛΑΚΤΙΚΩΝ ΕΠΙΠΕΔΩΝ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΙΚΟΤΗΤΑΣ ΤΩΝ ΚΛΙΜΑΤΙΣΤΙΚΩΝ ΔΩΜΑΤΙΟΥ

Στην ενότητα αυτή παρουσιάζονται προβλέψεις από το μοντέλο LBNL - REM (Lawrence Berkeley National Laboratory – Residential Energy Model), για ποικίλα εναλλακτικά ενεργειακά επίπεδα αποτελεσματικότητας. Τα αποτελέσματα εξόδου για κάθε χρόνο είναι:

- Τιμή εξοπλισμού μονάδας και λειτουργικά έξοδα.
- Προβλεπόμενο ετήσιο φορτίο των οικιακών εφαρμογών.
- Ενεργειακή κατανάλωση.
- Διαφορές στα παραπάνω ανάμεσα στη βασική περίπτωση και κάθε εναλλακτικό επίπεδο αποτελεσματικότητας.

Αυτά τα αποτελέσματα υπολογίζονται για κάθε έτος και συσσωρεύονται για μια περίοδο ετών, όπως 1999-2030. Η αποταμίευση ενέργειας υπολογίζεται για κάθε χρόνο, με εφαρμογή των εναλλακτικών επιπέδων αποτελεσματικότητας στο τέλος κάθε χρόνου. Η καθαρή παρούσα αξία (**N**et **p**resent **V**alue, NPV) των εναλλακτικών επιπέδων αποτελεσματικότητας εκτιμάται για κάθε ρυθμισμένο προϊόν και για το σκοπό χρήσης.

Στη συνέχεια, παρουσιάζονται τα ενεργειακά επίπεδα αποτελεσματικότητας, η ενεργειακή κατανάλωση κάθε μονάδας (παλαιότερη και πρόβλεψη της μελλοντικής) και η συνολική εθνική κατανάλωση, οι ετήσιες εγκαταστάσεις, οι τιμές αγοράς και η καθαρή παρούσα αξία.

5.3.1. ΕΝΑΛΛΑΚΤΙΚΑ ΕΠΙΠΕΔΑ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΙΚΟΤΗΤΑΣ

Στον πίνακα παρουσιάζεται η αντιστοιχία μεταξύ των εναλλακτικών επιπέδων αποτελεσματικότητας, των δυνατοτήτων σχεδιασμού και των σχετιζομένων EER.

Επίπεδο αποτελεσματικότητας					
	1	**2**	**3**	4	**5**
<6KBtu/hr με louvers	2	3	4	5	7
6-8 KBtu/hr με louvers	2	3	4	5	7
8-14 KBtu/hr με louvers	1	2	3	4	6
14-20 KBtu/hr με louvers	1	2	3	3	8
>20 KBtu/hr με louvers	1	1	2	3	7
6-8 KBtu/hr χωρίς louvers	1	1	2	2	5
8-14 KBtu/hr χωρίς louvers	Base	1	2	2	5
Αντλία θερμ. με βαλβ. επιστρ. με louvers	1	1	2	2	5
Αντλία θερμ. βαλβ. επιστρ. χωρίς louvers	Base	Base	1	1	4
Ελάχιστο EER					
<6KBtu/hr με louvers	9.32	9.71	10.0	10.38	11.74
6-8 KBtu/hr με louvers	9.38	9.66	9.91	10.33	11.67
8-14 KBtu/hr με louvers	9.71	9.85	10.11	10.97	12.39
14-20 KBtu/hr με louvers	9.7	9.98	10.15	10.15	12.77
>20 KBtu/hr με louvers	8.39	8.39	8.51	8.88	11.14
6-8 KBtu/hr χωρίς louvers	9.1	9.1	9.23	9.23	11.52
8-14 KBtu/hr χωρίς louvers	8.8	9.05	9.12	9.12	11.08
Αντλία θερμ. με βαλβ. επιστρ. με louvers	9.05	9.05	9.27	9.27	11.16
Αντλία θερμ. βαλβ. επιστρ. χωρίς louvers	8.72	8.72	8.86	8.86	10.87

Πίνακας 5-27: Εναλλακτικά επίπεδα αποτελεσματικότητας για κλιματιστικά δωματίου.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

5.3.2. ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ

Στον επόμενο πίνακα παρουσιάζονται οι μέσες τιμές κατανάλωσης ενέργειας στο παρελθόν και οι προβλέψεις για το μέλλον, βασισμένες σε προβολές της τιμής καυσίμων του 1995. Στον πίνακα αυτό χρησιμοποιούνται σταθμισμένοι μέσοι όροι, ανάλογα με την κλάση του κλιματιστικού.

Επίπεδο αποτελεσματικότητας						
Έτος	Βάση	1	2	3	4	5
1981	920					
1993	686					
1996	672					
1999	666	636	623	611	585	504
2015	654	630	619	607	582	503
2030	652	630	618	607	583	505

Πίνακας 5-28: Μοναδιαία κατανάλωση νέων κλιματιστικών (σταθμισμένος μέσος, KWh/yr).

Στους επόμενους πίνακες παρουσιάζονται προβλέψεις για την αποταμίευση ενέργειας, ανά επίπεδο αποτελεσματικότητας για τους διάφορους τύπους κλιματιστικών.

Επίπεδο αποτελεσματικότητας						
Έτος	Βάση	1	2	3	4	5
1981	0.45					
1993	0.37					
1996	0.37					
1999	0.38	0.37	0.37	0.37	0.37	0.36
2015	0.46	0.44	0.44	0.43	0.41	0.31
2030	0.54	0.53	0.52	0.51	0.49	0.37
1999-2030	14.63	14.23	14.04	13.84	13.29	10.53
Σωρευτική αποταμίευση		0.39	0.59	0.79	1.34	4.1
Ποσοστό βάσης %		2.7	4.0	5.4	9.1	28.0

Πίνακας 5-29: Ηλεκτρική κατανάλωση στις ΗΠΑ των κλιματιστικών δωματίου (σε τετράκις εκατομμύρια Btu, πρωτογενής).

Επίπεδο αποτελεσματικότητας						
Έτος	Βάση	1	2	3	4	5
1981	0.11					
1993	0.27					
1996	0.29					
1999	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31
2015	0.39	0.39	0.39	0.39	0.39	0.41
2030	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.52
1999-2030	12.44	12.44	12.45	12.45	12.50	12.99
Σωρευτική αποταμίευση		-0.01	-0.01	-0.02	-0.06	-0.55
Ποσοστό βάσης %		0.0	-0.1	-0.1	-0.5	-4.4

Πίνακας 5-30: Ηλεκτρική κατανάλωση στις ΗΠΑ των αντλιών θερμότητας (σε τετράκις εκατομμύρια Btu, πρωτογενής, περιλαμβάνει ατομικές μονάδες).

Επίπεδο αποτελεσματικότητας						
Έτος	Βάση	1	2	3	4	5

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

1981	1.15					
1993	1.58					
1996	1.64					
1999	1.7	1.7	1.7	1.7	1.7	1.7
2015	2.11	2.1	2.1	2.09	2.08	2.09
2030	2.59	2.58	2.57	2.56	2.55	2.56
1999-2030	67.62	67.26	67.1	66.93	66.66	66.9
Σωρευτική αποταμίευση		0.36	0.52	0.69	0.96	0.72
Ποσοστό βάσης %		0.5	0.8	1.0	1.4	1.1

Πίνακας 5-31: Συνολική ηλεκτρική κατανάλωση στις ΗΠΑ (σε τετράκις εκατομμύρια Btu, πρωτογενής).

5.3.3. ΕΤΗΣΙΕΣ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΕΙΣ

Στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζονται οι εγκαταστάσεις εξοπλισμού κλιματισμού, που, όπως φαίνεται, επηρεάζονται από τα εναλλακτικά επίπεδα αποτελεσματικότητας. Αυτό το αποτέλεσμα είναι συνάρτηση της αλλαγής στα λειτουργικά έξοδα, αλλαγής στην τιμή του εξοπλισμού και ελαστικότητας της αγοράς.

Επίπεδο αποτελεσματικότητας						
1999-2030	**Βάση**	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**
Κλιματιστικά δωματίου	154.4	154.4	154.32	154.1	152.2	129.21
Κεντρικά κλιματιστικά	118.96	119.07	119.2	119.27	120.08	128.86
Αντλίες θερμότητας	29.8	29.82	29.83	29.85	29.98	31.43
Συνολικά	303.2	303.29	303.35	303.22	302.26	289.5
Αλλαγή από βάση						
Κλιματιστικά δωματίου		-0.04	-0.12	-0.34	-2.24	-25.23
Κεντρικά κλιματιστικά		0.11	0.24	0.31	1.12	9.9
Αντλίες θερμότητας		0.02	0.03	0.05	0.18	1.63
Συνολικά		0.09	0.15	0.02	-0.94	-13.7
Ποσοστιαία αλλαγή						
Κλιματιστικά δωματίου %		-0.03	-0.08	-0.22	-1.45	-16.34
Κεντρικά κλιματιστικά %		0.09	0.16	0.26	0.94	8.32
Αντλίες θερμότητας %		0.06	0.1	0.17	0.61	5.45
Συνολικά %		0.03	0.05	0.01	-0.31	-4.52

Πίνακας 5-32: Σωρευτικές εγκαταστάσεις κλιματιστικών (σε εκατομμύρια).

Έτος	**Βάση**	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**
1981	490					
1993	507					
1996	507					
1999	507	512	516	523	565	1002
2015	517	522	525	531	573	1002
2030	519	523	526	532	573	1002

Πίνακας 5-33: Μέση τιμή αγοράς για νέα κλιματιστικά δωματίου (1990 $/ μονάδα).

Στον παραπάνω πίνακα παρουσιάζονται προβλέψεις για τις τιμές αγοράς νέων κλιματιστικών. Οι τιμές αυξάνουν τυπικά, όταν αυξάνει το επίπεδο αποτελεσματικότητας.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

5.3.4. ΚΑΘΑΡΗ ΠΑΡΟΥΣΑ ΑΞΙΑ

Η καθαρή παρούσα αξία (net present value, NPV) των εναλλακτικών επιπέδων αποτελεσματικότητας για οποιοδήποτε προϊόν, υπολογίζεται πρώτα προσδιορίζοντας τη διαφορά στην παρούσα αξία του κόστους κύκλου ζωής (life cycle cost, LCC) ανάμεσα στη βασική περίπτωση και κάθε επίπεδο αποτελεσματικότητας για κάθε έτος. Η διαφορά αυτή πολλαπλασιάζεται στη συνέχεια με το φορτίο (shipment) του επιπέδου αποτελεσματικότητας για το έτος. Η NPV για την περίοδο 1999-2030 είναι το άθροισμα των ετήσιων τιμών που προκύπτουν, για όλα τα έτη αυτά. Μια θετική τιμή της NPV για ένα επίπεδο αποτελεσματικότητας προκύπτει όταν οι νέες μονάδες του επιπέδου αυτού, έχουν χαμηλότερο κόστος κύκλου ζωής από τις νέες μονάδες στο βασικό σχεδιαστικό επίπεδο. Η NPV δεν περιλαμβάνει τα οφέλη του μειωμένου τιμολογίου ηλεκτρισμού (ώρες μη αιχμής). Στους παρακάτω πίνακες παρουσιάζεται η καθαρή παρούσα αξία για επιτόκιο προεξόφλησης 4%, 7% και 10% για τα διάφορα επίπεδα αποτελεσματικότητας.

	1	2	3	4	5
Αποταμίευση σε κόστος καυσίμου: Κέρδος (ενέργεια):	1.13	1.66	2.2	3.32	5.9
Κόστη εξοπλισμού:	0.27	0.48	0.86	3.37	24.87
NET=κέρδος – κόστη NPV	0.86	1.18	1.34	-0.04	-18.97
RATIO: κέρδος / κόστη	4.14	3.47	2.56	0.99	0.24

Πίνακας 5-34: Καθαρή παρούσα αξία (NPV) για τους πελάτες των κλιματιστικών που θα αγοραστούν από 1999-2030 (σε δισεκατομμύρια $ 1990, που προεξοφλούνται με 4% πραγματικό επιτόκιο).

	1	2	3	4	5
Αποταμίευση σε κόστος καυσίμου: Κέρδος (ενέργεια):	0.55	0.81	1.07	1.61	2.83
Κόστη εξοπλισμού:	0.16	0.27	0.48	1.87	13.75
NET=κέρδος – κόστη NPV	0.4	0.54	0.59	-0.26	-10.92
RATIO: κέρδος / κόστη	3.56	3.0	2.22	0.86	0.21

Πίνακας 5-35: Καθαρή παρούσα αξία (NPV) για τους πελάτες των κλιματιστικών που θα αγοραστούν από 1999-2030 (σε δισεκατομμύρια $ 1990, που προεξοφλούνται με 7% πραγματικό επιτόκιο).

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

	1	2	3	4	5
Αποταμίευση σε κόστος καυσίμου: Κέρδος (ενέργεια):	0.3	0.43	0.57	0.85	1.49
Κόστη εξοπλισμού:	0.1	0.16	0.29	1.12	8.18
NET=κέρδος – κόστη NPV	0.2	0.27	0.28	-0.27	-6.69
RATIO: κέρδος / κόστη	3.11	2.63	1.95	0.76	0.18

Πίνακας 5-36: Καθαρή παρούσα αξία (NPV) για τους πελάτες των κλιματιστικών που θα αγοραστούν από 1999-2030 (σε δισεκατομμύρια $ 1990, που προεξοφλούνται με 10% πραγματικό επιτόκιο).

5.4. ΚΟΣΤΗ ΚΥΚΛΟΥ ΖΩΗΣ ΚΑΙ ΠΕΡΙΟΔΟΙ ΑΠΟΠΛΗΡΩΜΗΣ ΓΙΑ ΚΛΙΜΑΤΙΣΤΙΚΑ ΔΩΜΑΤΙΟΥ

Η επίδραση των διαφορετικών επιπέδων ενεργειακής αποτελεσματικότητας στους ιδιώτες καταναλωτές περιλαμβάνει αλλαγή στα λειτουργικά έξοδα (συνήθως μειώνονται) και αλλαγή στην τιμή αγοράς (συνήθως αυξάνεται). Η καθαρή επίδραση αναλύεται με υπολογισμό του κόστους κύκλου ζωής, με χρήση των δεδομένων από τους μηχανικούς για ενεργειακή κατανάλωση και κόστος εξοπλισμού, και υποθέτοντας το κόστος της ενέργειας που προβλέπεται για το 1999.

Η διαφορά για τα διαφορετικά επίπεδα αποτελεσματικότητας υπολογίζεται με εφαρμογή μιας βασικής πρόβλεψης (base case forecast). Αυτή η βασική πρόβλεψη λαμβάνει υπόψη τη μετατόπιση της αγοράς σε αποτελεσματικότητα και χρήση, που πιθανολογείται να συμβεί. Τότε μόνο οι αγοραστές στους οποίους έχει αντίκτυπο το επίπεδο αποτελεσματικότητας περιλαμβάνονται στον υπολογισμό του αντίκτυπου του επιπέδου αποτελεσματικότητας στους πελάτες. Το αντίκτυπο αυτό εκφράζεται από τρία μέτρα:

1. Περίοδος αποπληρωμής (payback period, **PBP**).
2. Αλλαγή στο κόστος κύκλου ζωής (change in life-cycle cost, **LCC**).
3. Κόστος συντήρησης ενέργειας (cost of conserved energy, **CCE**).

5.4.1. ΚΟΣΤΟΣ ΚΥΚΛΟΥ ΖΩΗΣ (LCC) ΓΙΑ ΣΧΕΔΙΑΣΤΙΚΕΣ ΕΠΙΛΟΓΕΣ

Το LCC είναι το άθροισμα του εγκατεστημένου κόστους καταναλωτή (installed consumer cost, **ICC**) και της παρούσας αξίας των λειτουργικών εξόδων (operating expenses, **OE**) που προεξοφλούνται για όλη τη διάρκεια ζωής (lifetime, N) της εφαρμογής.

$$LCC = ICC + \sum_{t=1}^{N} \frac{OE_t}{(1+r)^t} \quad \textbf{5-16}$$

Αν τα λειτουργικά έξοδα είναι σταθερά στο χρόνο, τότε η εξίσωση απλοποιείται:

$$LCC = ICC + PWF \times OE \quad \textbf{5-17}$$

όπου έχει οριστεί ο παράγοντας παρούσας αξίας (present worth factor):

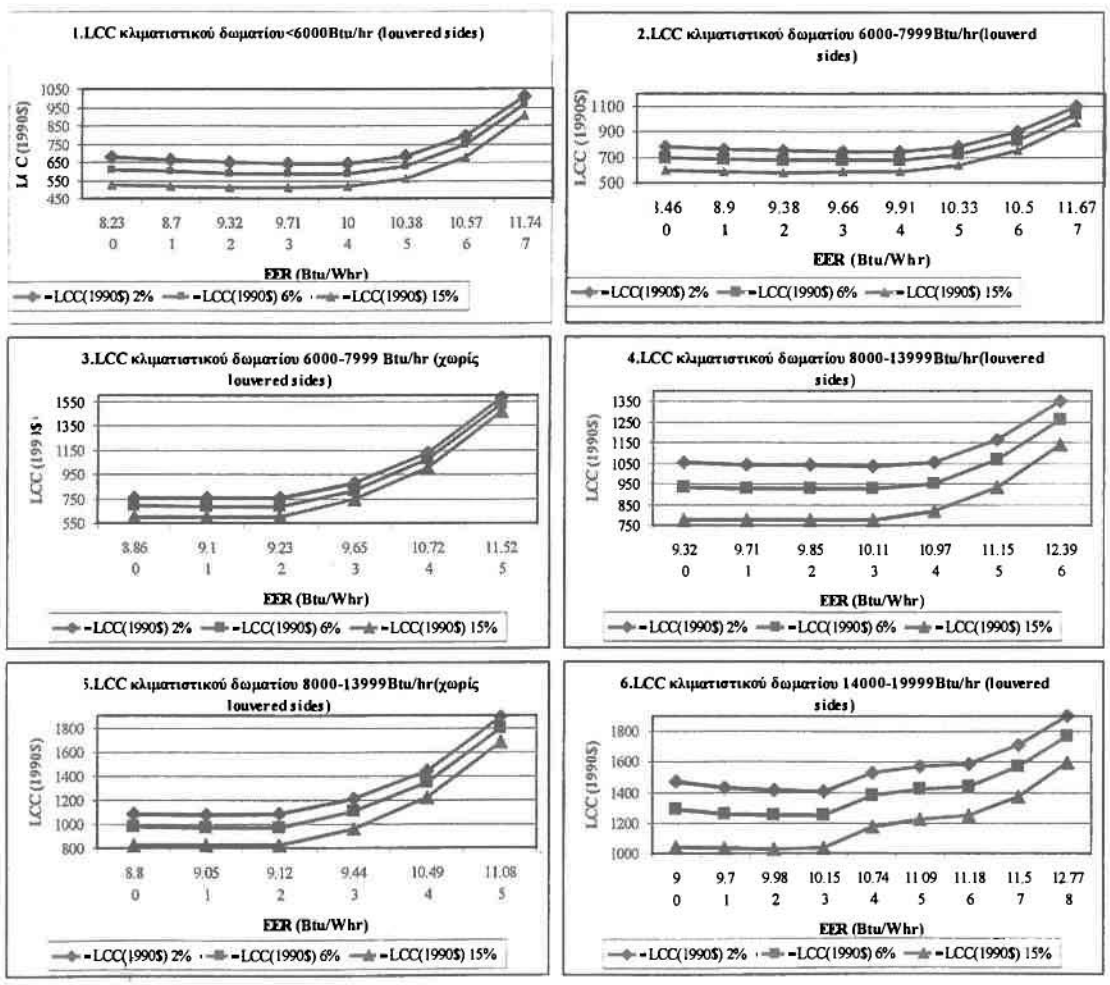
Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

$$PWF = \sum_{t=1}^{N} \frac{1}{(1+r)^t} = \frac{1}{r}\left[1 - \frac{1}{(1+r)^N}\right] \quad \textbf{5-18}$$

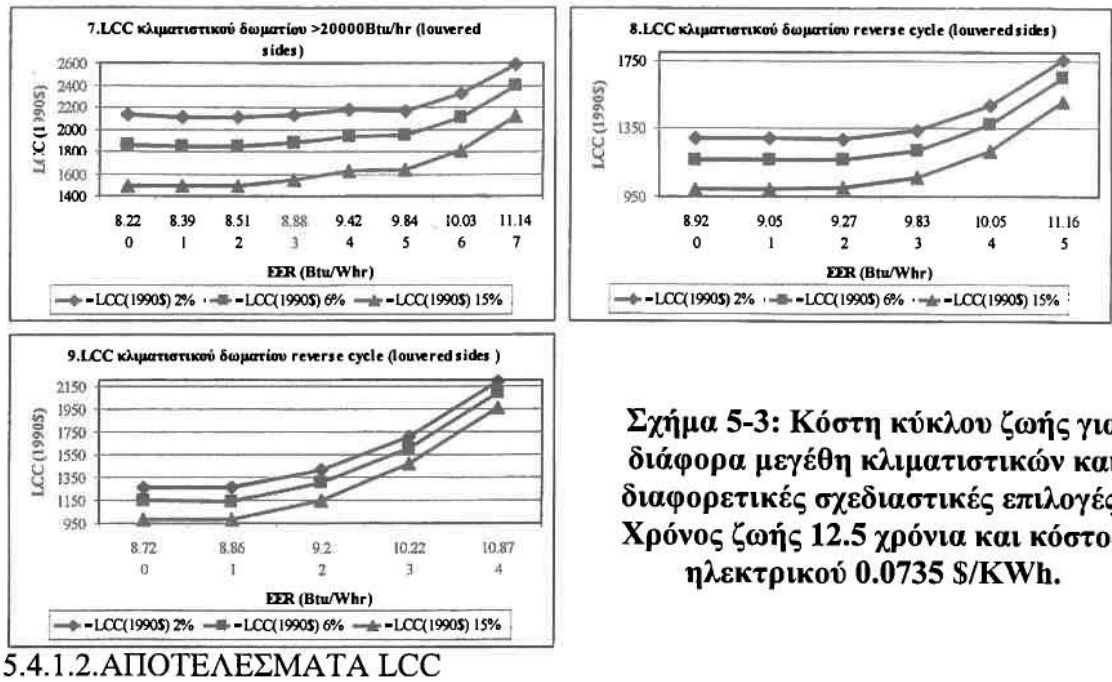
Ο LCC υπολογίζεται για κάθε τάξη για τα χρόνια εκμετάλλευσης, με εφαρμογή του προεξοφλητικού επιτοκίου (discount rate), r.

5.4.1.1.ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΕΙΣΟΔΟΥ ΓΙΑ ΤΟ LCC

Το εγκατεστημένο κόστος καταναλωτή αποτελείται από το λιανικό κόστος – που βασίζεται σε εργοστασιακά κόστη και το εργοστάσιο, τη διανομή και άλλους παράγοντες συν τα κόστη της εγκατάστασης, όπου υπάρχουν. Τα κόστη λειτουργίας περιλαμβάνουν τα έξοδα για ενέργεια και τα κόστη συντήρησης. Η ετήσια ενεργειακή κατανάλωση είναι η μέση μοναδιαία ενεργειακή κατανάλωση στο χώρο (από LBNL-REM). Το ετήσιο ενεργειακό έξοδο του πελάτη είναι η ετήσια ενεργειακή κατανάλωση επί την τιμή της μονάδας της ενέργειας. Η τιμή της ενέργειας είναι η προβλεπόμενη για το 1999 μέση ενεργειακή τιμή για τους κατοίκους (από DOE/EIA annual energy outlook 1995) επί έναν παράγοντα (end-use factor) 0.99 που πηγάζει από DOE/EIA 1990 residential energy consumption survey. Τα ετήσια λειτουργικά έξοδα προεξοφλούνται για τη χρονιά αγοράς (1999) και αθροίζονται για τη μέση ζωή του προϊόντος (από LBNL-REM) για να βρεθεί η παρούσα αξία. Για τον οικιακό τομέα, το πραγματικό επιτόκιο προεξόφλησης είναι 6%. Εκτελείται ανάλυση ευαισθησίας με 2% και 15%.



Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38



Σχήμα 5-3: Κόστη κύκλου ζωής για διάφορα μεγέθη κλιματιστικών και διαφορετικές σχεδιαστικές επιλογές. Χρόνος ζωής 12.5 χρόνια και κόστος ηλεκτρικού 0.0735 $/KWh.

5.4.1.2.ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ LCC

Στα διαγράμματα και τους πίνακες φαίνονται οι LCC για διάφορες σχεδιαστικές επιλογές.

Επίπεδο Αποτελε-σματικοτ.	A/A	Σχεδιαστική επιλογή	EER (Btu/Whr)	Λιανική τιμή ($)	Κόστος εγκαταστ. ($)	Εγκατεστ. Κόστος ($) καταναλωτή	Ετήσιο κόστος συντήρησης ($,@6%)	Ετήσια κατανάλωση ηλεκτρ. (KWh)	Ετήσιο ενεργ. Έξοδο ($)	Κόστη κύκλου ζωής (1990$)		
										2%	6%	15%
	0	Βασική	8.23	372	0	372	0	379	28	677	612	525
	1	0+ενισχυμένα πτερύγια εναλλακτών	8.7	373	0	373	0	358	26	661	600	518
1	2	1+PSC κινητήρας ανεμιστήρα	9.32	378	0	378	0	334	25	647	589	513
2	3	2+αυλοί εναλλακτών με αυλακώσεις	9.71	383	0	383	0	321	24	641	586	512
3	4	3+ υποψύκτης	10	390	0	390	0	312	23	641	587	516
4	5	4+αύξηση επιφάνειας σπείρας εναλλακτών	10.38	440	0	440	0	300	22	682	630	562
	6	5+brushless D.C. κινητήρα ανεμιστήρα	10.57	560	0	560	0	295	22	798	747	680
5	7	6+ συμπιεστής πολλαπλών ταχυτήτων	11.74	796	0	796	0	265	20	1010	964	904

Πίνακας 5-37: Στοιχεία για το 1^{ο} διάγραμμα του σχήματος.

Επίπεδο Αποτελε-σματικοτ.	A/A	Σχεδιαστική επιλογή	Λιανική τιμή ($)	Κόστος εγκαταστ. ($)	Εγκατεστ. Κόστος ($) καταναλωτή	Ετήσιο κόστος συντηρησης ($,@6%)	Ετήσια κατανάλωση ηλεκτρ. (KWh)	Ετήσιο ενεργ. Έξοδο ($)
	0	Βασική	404	0	404	0	471	35

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

	1	0+ενισχυμένα πτερύγια εναλλακτών	405	0	405	0	453	33
1	2	1+PSC κινητήρας ανεμιστήρα	410	0	410	0	425	31
2	3	2+ υποψύκτης	417	0	417	0	412	30
3	4	3+αυλοί εναλλακτών με αυλακώσεις	425	0	425	0	402	30
4	5	4+αύξηση επιφάνειας σπείρας εναλλακτών	478	0	478	0	386	28
	6	5+brushless D.C. κινητήρα ανεμιστήρα	599	0	599	0	379	28
5	7	6+συμπιεστής πολλαπλών ταχυτήτων	830	0	830	0	341	25

Πίνακας 5-38: Στοιχεία για το 2^{o} διάγραμμα του σχήματος.

Επίπεδο Αποτελε-σματικότ.	A/A	Σχεδιαστική επιλογή	Εγκατεστ. Κόστος ($) καταναλωτή	Ετήσιο ενεργ. Έξοδο ($)
	0	Βασική	447	28
1,2	1	0+αύξηση EER συμπιεστή σε 10.76	452	27
3,4	2	1+υποψύκτης	456	27
	3	2+brushless D.C. κινητήρα ανεμιστήρα	599	26
	4	3+συμπιεστής πολλαπλών ταχυτήτων	873	23
5	5	4+αύξηση επιφάνειας σπείρας εναλλακτών	1345	22

Πίνακας 5-39: Στοιχεία για το 3^{o} διάγραμμα του σχήματος.

Επίπεδο Αποτελε-σματικότ.	A/A	Σχεδιαστική επιλογή	Εγκατεστ. Κόστος ($) καταναλωτή	Ετήσιο ενεργ. Έξοδο ($)
	0	Βασική	495	51
1	1	0+αύξηση EER συμπιεστή σε 10.82	506	49
2	2	1+υποψύκτης	510	48
3	3	2+αυλοί εναλλακτών με αυλακώσεις	518	47
4	4	3+αύξηση επιφάνειας σπείρας εναλλακτών	577	43
	5	4+brushless D.C. κινητήρα ανεμιστήρα	697	43
5	6	5+συμπιεστής πολλαπλών ταχυτήτων	929	38

Πίνακας 5-40: Στοιχεία για το 4^{o} διάγραμμα του σχήματος.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Επίπεδο Αποτελε-σματικότ.	A/A	Σχεδιαστική επιλογή	Εγκατεστ. Κόστος ($) καταναλωτή	Ετήσιο ενεργ. Έξοδο ($)
1	0	Βασική	558	48
2	1	0+υποψύκτης	562	47
3,4	2	1+αύξηση EER συμπιεστή σε 11.09	569	46
	3	2+brushless D.C. κινητήρα ανεμιστήρα	714	45
	4	3+συμπιεστής πολλαπλών ταχυτήτων	992	40
5	5	4+αύξηση επιφάνειας σπείρας εναλλακτών	1470	38

Πίνακας 5-41: Στοιχεία για το 5^{ο} διάγραμμα του σχήματος.

Επίπεδο Αποτελε-σματικότ.	A/A	Σχεδιαστική επιλογή	Εγκατεστ. Κόστος ($) καταναλωτή	Ετήσιο ενεργ. Έξοδο ($)
	0	Βασική	613	78
1	1	0+αύξηση EER συμπιεστή σε 10.78	632	73
2	2	1+αυλοί συμπυκνωτή με αυλακώσεις	640	70
3,4	3	2+υποψύκτης	648	69
	4	3+αύξηση επιφ. σπείρας εναλλακτών	812	65
	5	4+αύξηση EER συμπιεστή σε 11.3	870	63
	6	5+αύξηση EER συμπιεστή σε 11.4	897	63
	7	6+brushless D.C. κινητήρα ανεμιστήρα	1039	61
5	8	7+συμπιεστής πολλαπλών ταχυτήτων	1295	55

Πίνακας 5-42: Στοιχεία για το 6^{ο} διάγραμμα του σχήματος.

Επίπεδο Αποτελε-σματικότ.	A/A	Σχεδιαστική επιλογή	Εγκατεστ. Κόστος ($) καταναλωτή	Ετήσιο ενεργ. Έξοδο ($)
	0	Βασική	859	116
1,2	1	0+αύξηση EER συμπιεστή σε 10.89	871	113
3	2	1+υποψύκτης	880	112
4	3	2+αύξηση EER συμπιεστή σε 11.5	960	107
	4	3+αύξηση επιφ. σπείρας εναλλακτών	1071	101
	5	4+αύξηση EER συμπιεστή σε 11.7	1112	97

Πίνακας 5-43: Στοιχεία για το 7^{ο} διάγραμμα του σχήματος.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

	6	5+brushless D.C. κινητήρα ανεμιστήρα	1291	95
5	7	6+συμπιεστής πολλαπλών ταχυτήτων	1653	85

Επίπεδο Αποτελε-σματικοτ.	A/A	Σχεδιαστική Επιλογή	Εγκατεστ. Κόστος ($) καταναλωτή	Ετήσιο ενεργ. Έξοδο ($)
	0	Βασική	690	55
1,2	1	0+υποψύκτης	695	54
3,4	2	1+αύξηση EER συμπιεστή σε 10.82	708	53
	3	2+αύξηση επιφ. σπείρας εναλλακτών	788	50
	4	3+brushless D.C. κινητήρα ανεμιστήρα	952	49
5	5	4+συμπιεστής πολλαπλών ταχυτήτων	1270	44

Πίνακας 5-44: Στοιχεία για το 8^{ο} διάγραμμα του σχήματος.

Επίπεδο Αποτελε-σματικότ.	A/A	Σχεδιαστική Επιλογή	Εγκατεστ. Κόστος ($) καταναλωτή	Ετήσιο ενεργ. Έξοδο ($)
	0	Βασική	704	51
1,2	1	0+ενισχυμένα πτερύγια συμπυκνωτή	707	50
3,4	2	1+brushless D.C. κινητήρα ανεμιστήρα	884	48
	3	2+συμπιεστής πολλαπλών ταχυτήτων	1225	44
5	4	3+αύξηση επιφ. σπείρας εναλλακτών	1736	41

Πίνακας 5-45: Στοιχεία για το 9^{ο} διάγραμμα του σχήματος.

5.4.2. ΠΕΡΙΟΔΟΙ ΑΠΟΠΛΗΡΩΜΗΣ ΚΑΤΑ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΟ ΕΠΙΠΕΔΟ ΑΠΟΔΟΣΗΣ

Η περίοδος αποπληρωμής (PBP, payback period) είναι ο απαραίτητος χρόνος για την αποκατάσταση (αποπληρωμή) της επιπλέον επένδυσης του πελάτη για αυξημένη αποτελεσματικότητα, μέσω του χαμηλότερου κόστους λειτουργίας. Η PBP υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$\Delta PC + \sum_{t=1}^{PAY} \Delta OC_t = 0 \quad \textbf{5-19}$$

για χρόνο αποπληρωμής PAY. Γενικά, ο χρόνος αποπληρωμής PAY βρίσκεται με παρεμβολή μεταξύ των 2 χρόνων όταν η μορφή της παραπάνω εξίσωσης αλλάζει πρόσημο. Αν το λειτουργικό κόστος είναι σταθερό, η εξίσωση έχει την ακόλουθη απλή λύση:

$$PAY = -\frac{\Delta PC}{\Delta OC} \quad \textbf{5-20}$$

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Αριθμητικά, η PBP είναι η αναλογία της αύξησης στην τιμή αγοράς (και εγκατάστασης) από το βασικό επίπεδο λειτουργίας στα επιθυμητά επίπεδα απόδοσης ως προς τη μείωση στα ετήσια λειτουργικά έξοδα (περιλαμβανομένης της συντήρησης). Η PBP εκφράζεται σε έτη. Μια PBP τριών χρόνων υποδηλώνει ότι η αυξημένη τιμή αγοράς είναι ισοδύναμη με το τριπλάσιο της αξίας των μειωμένων λειτουργικών εξόδων, που επιτυγχάνονται στα χρόνια της αγοράς, ή ότι η αυξημένη τιμή κτήσης αποπληρώνεται σε 3 περίπου χρόνια, εξαιτίας μειωμένου κόστους λειτουργίας. Μια PBP μεγαλύτερη από το χρόνο ζωής του προϊόντος σημαίνει ότι η αυξημένη τιμή αγοράς δεν αποπληρώνεται από τα μειωμένα λειτουργικά έξοδα.

5.4.2.1.ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΕΙΣΟΔΟΥ PBP

Τα δεδομένα εισόδου είναι τα ίδια όπως στην ενότητα του life cycle cost, LCC, εκτός του ότι γίνεται μία επιπλέον πρόβλεψη της κατανομής των σχεδιαστικών επιλογών στη βασική περίπτωση από το LBNL-REM. Μόνο οι σχεδιαστικές επιλογές που αποκλείονται από το επίπεδο αποτελεσματικότητας περιλαμβάνονται στον υπολογισμό του αντίκτυπου. Για τους πελάτες των οποίων η επιλογή της βασικής περίπτωσης εξαλείφεται από τα επίπεδα απόδοσης, γίνεται η υπόθεση ότι αγοράζουν τη σχεδιαστική επιλογή που αντιστοιχεί στην ελάχιστη συμβιβαστικότητα (συμμόρφωση) με το επίπεδο απόδοσης.

5.4.2.2.ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ PBP

Οι PBP κατά επίπεδο απόδοσης που παρουσιάζονται στους επόμενους πίνακες (επιλεκτικά για την κατηγορία κάτω των 6000 Btu/hr, με louvered sides) είναι οι σταθμισμένοι μέσοι. Συγκρίνουν την αναλογία της προβλεπόμενης κατανομής των σχεδιαστικών επιλογών στη βασική περίπτωση, που είναι λιγότερο αποτελεσματικές από ότι το επίπεδο αποτελεσματικότητας στο σχεδιασμό στο συγκεκριμένο υψηλότερο επίπεδο. Σχεδιασμοί με ενεργειακή κατανάλωση στο επίπεδο αποτελεσματικότητας ή κάτω από αυτό, δεν επηρεάζονται από το επίπεδο αποτελεσματικότητας και εξαιρούνται από τον υπολογισμό του αντίκτυπου, για το λόγο αυτό.

Στους πίνακες που θα ακολουθήσουν παρουσιάζεται ο υπολογισμός των διαφορών LCC, αποπληρωμής και CCE. Οι πίνακες αποτελούνται από διάφορα μέρη. Το πρώτο μέρος παρουσιάζει σε περίληψη το εγκατεστημένο κόστος καταναλωτή, την ετήσια κατανάλωση ηλεκτρικού και το λειτουργικό έξοδο, το LCC για 6% επιτόκιο, και την κατανομή των μονάδων που θα πουληθούν το 1999, με βάση την πρόβλεψη βασικής περίπτωσης.

Στο δεύτερο μέρος γίνεται η στάθμιση από τις κατανομές της τελευταίας στήλης του πρώτου μέρους στις τιμές κάθε προηγούμενης στήλης, με σκοπό τον υπολογισμό σταθμισμένων μέσων τιμών. Τονίζεται ότι μόνο αυτές οι κατανομές του πρώτου μέρους, που είναι μεγαλύτερες του επιπέδου αποτελεσματικότητας που μας ενδιαφέρει χρησιμοποιούνται για τον υπολογισμό των σταθμισμένων μέσων τιμών του δεύτερου τμήματος. Για παράδειγμα, για τον υπολογισμό του εγκατεστημένου κόστους καταναλωτή στο δεύτερο μέρος του πίνακα, για το οποίο συγκρίνεται το επίπεδο αποτελεσματικότητας 1, χρησιμοποιούνται μόνο τα εγκατεστημένα κόστη από τους σχεδιαστικούς αριθμούς 0 (baseline) και 1 του πρώτου τμήματος του πίνακα. Οι κατανομές των 70.9% και 9.6% για σχεδιαστικούς αριθμούς 0 και 1 αντίστοιχα, πρώτα κανονικοποιούνται και μετά πολλαπλασιάζονται με τα αντίστοιχά τους εγκατεστημένα κόστη των $372.03 και $372.64. Προσθέτοντας τα σταθμισμένα εγκατεστημένα κόστη για τους σχεδιαστικούς αριθμούς 0 και 1 μαζί, το αποτέλεσμα είναι το εγκατεστημένο κόστος των $372.10 για το επίπεδο αποτελεσματικότητας 1 στο δεύτερο μέρος του πίνακα.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Τέλος, στο τρίτο μέρος του πίνακα παρουσιάζονται οι προκύπτουσες διαφορές LCC, PBP, CCE. Στο τρίτο μέρος, οι PBP που παρουσιάζονται βασίζονται σε δεδομένα ενεργειακής κατανάλωσης από το DOE (U.S. Department Of Energy) και τελευταίες μετρήσεις στο χώρο.

5.4.3. ΜΕΤΑΒΟΛΕΣ ΣΤΑ ΚΟΣΤΗ ΚΥΚΛΟΥ ΖΩΗΣ (LCC) ΛΟΓΩ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΩΝ ΕΠΙΠΕΔΩΝ ΑΠΟΔΟΣΗΣ

Το αντίκτυπο των επιπέδων αποτελεσματικότητας υπολογίζεται ως διαφορά στο LCC, της βασικής περίπτωσης μείον της περίπτωσης του συγκεκριμένου επιπέδου αποτελεσματικότητας. Αν η διαφορά στο LCC είναι θετική, το επίπεδο αποτελεσματικότητας παρέχει καθαρή μείωση στα έξοδα του αγοραστή. Αυτό σημαίνει, ότι η παρούσα αξία των λειτουργικών εξόδων αντισταθμίζει την αυξημένη τιμή κτήσης. Αντιστρόφως, αρνητική τιμή διαφοράς LCC, προκαλεί καθαρή αύξηση των εξόδων του πελάτη.

5.4.3.1.ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΕΙΣΟΔΟΥ ΓΙΑ ΜΕΤΑΒΟΛΕΣ ΣΤΑ LCC

Τα δεδομένα εισόδου είναι τα ίδια όπως στην ακριβώς προηγούμενη ενότητα, με την πρόβλεψη από LBNL-REM στη βασική περίπτωση. Μόνο οι σχεδιαστικές επιλογές που αποκλείονται από το επίπεδο αποτελεσματικότητας περιλαμβάνονται στον υπολογισμό του αντίκτυπου. Για τους πελάτες των οποίων η επιλογή της βασικής περίπτωσης εξαλείφεται από τα επίπεδα απόδοσης, γίνεται η υπόθεση ότι αγοράζουν τη σχεδιαστική επιλογή που αντιστοιχεί στην ελάχιστη συμβιβαστικότητα (συμμόρφωση) με το επίπεδο απόδοσης.

5.4.4. ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΓΙΑ ΜΕΤΑΒΟΛΕΣ ΣΤΟ LCC

Στους ίδιους πίνακες (που ακολουθούν) παρουσιάζονται οι διαφορές στα LCC κατά επίπεδο αποτελεσματικότητας. Και εδώ, χάριν συντομίας θα παρουσιαστεί η κλάση κάτω των 6000 Btu/hr. Τα αποτελέσματα είναι οι σταθμισμένοι μέσοι των διαφορών LCC. Συγκρίνουν την αναλογία της προβλεπόμενης κατανομής των σχεδιαστικών επιλογών στη βασική περίπτωση, που είναι λιγότερο αποτελεσματικές από ότι το επίπεδο αποτελεσματικότητας στο σχεδιασμό στο συγκεκριμένο υψηλότερο επίπεδο. Σχεδιασμοί με ενεργειακή κατανάλωση στο επίπεδο αποτελεσματικότητας ή κάτω από αυτό, δεν επηρεάζονται από το επίπεδο αποτελεσματικότητας και εξαιρούνται από τον υπολογισμό του αντίκτυπου, για το λόγο αυτό. Αυτά τα LCC υπολογίζονται για επιτόκιο 6%. Για υψηλότερο επιτόκιο (15%) , παίρνουμε μικρή διαφοροποίηση. Γενικά, για όλες τις κλάσεις των κλιματιστικών, τα επίπεδα αποτελεσματικότητας 1-3 δίνουν θετικές διαφορές LCC. Το επίπεδο 4 δίνει σε 4 (από τις 5) κλάσεις αρνητικές διαφορές LCC και το επίπεδο 5 δίνει αρνητικές διαφορές LCC σε όλες τις κλάσεις των κλιματιστικών.

5.4.5. ΚΟΣΤΟΣ ΣΥΝΤΗΡΗΣΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ (CCE, COST OF CONSERVED ENERGY) ΛΟΓΩ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΩΝ ΕΠΙΠΕΔΩΝ ΑΠΟΔΟΣΗΣ

Το CCE είναι η αύξηση στην τιμή αγοράς που αποσβένεται κατά τη διάρκεια ζωής της εφαρμογής (με το επιτόκιο προεξόφλησης) και διαιρείται με την ετήσια ενεργειακή αποταμίευση.

$$CCE = -\frac{CRF \times \Delta PC}{\Delta E} \quad \text{5-21}$$

όπου ο παράγοντας ανάκτησης κεφαλαίου (CRF, capital recovery factor) χρησιμοποιείται για να αποδώσει σε ετήσια βάση τα κόστη κεφαλαίου. Αν και το CCE μετράται σε cents/KWh, δεν εξαρτάται από σημερινές ή μελλοντικές

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

ενεργειακές τιμές. Ο καταναλωτής επωφελείται όταν το κόστος της αποταμιευμένης ενέργειας είναι μικρότερο από την αξία της ενέργειας για αυτήν την χρήση.

5.4.5.1.ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΕΙΣΟΔΟΥ ΓΙΑ ΤΟ CCE

Τα δεδομένα εισόδου είναι τα ίδια όπως στην ακριβώς προηγούμενη ενότητα, με την πρόβλεψη από LBNL-REM στη βασική περίπτωση. Μόνο οι σχεδιαστικές επιλογές που αποκλείονται από το επίπεδο αποτελεσματικότητας περιλαμβάνονται στον υπολογισμό του αντίκτυπου. Για τους πελάτες των οποίων η επιλογή της βασικής περίπτωσης εξαλείφεται από τα επίπεδα απόδοσης, γίνεται η υπόθεση ότι αγοράζουν τη σχεδιαστική επιλογή που αντιστοιχεί στην ελάχιστη συμβιβαστικότητα (συμμόρφωση) με το επίπεδο απόδοσης.

5.4.5.2.ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΓΙΑ ΤΟ CCE

Στους ίδιους πίνακες (που ακολουθούν) παρουσιάζονται οι CCE κατά επίπεδο αποτελεσματικότητας. Και εδώ, χάριν συντομίας θα παρουσιαστεί η κλάση κάτω των 6000 Btu/hr και των 6000 – 7999 Btu/hr. Η προβλεπόμενη για το 1998 μέση τιμή ηλεκτρικού για οικιακή χρήση είναι 7.94 cents/KWh ή 23.27 $/10^{6}Btu.

Τα επίπεδα αποτελεσματικότητας με CCE μικρότερα από τα προβλεπόμενα κόστη προμήθειας ενέργειας περιλαμβάνουν:

- Για όλες τις κλάσεις: επίπεδα αποτελεσματικότητας 1-3.
- 8000-13999 Btu/hr χωρίς side louvers: επίπεδο αποτελεσματικότητας 4.
- 14000-19999 Btu/hr με side louvers: επίπεδο αποτελεσματικότητας 4.
- Αντίστροφος κύκλος με side louvers: επίπεδο αποτελεσματικότητας 4.
- Αντίστροφος κύκλος χωρίς side louvers: επίπεδο αποτελεσματικότητας 4.

Τα επίπεδα αποτελεσματικότητας με CCE μεγαλύτερα από τα προβλεπόμενα κόστη προμήθειας ενέργειας περιλαμβάνουν:

- Για όλες τις κλάσεις: επίπεδο αποτελεσματικότητας 5.
- Μικρότερο από 6000 Btu/hr με side louvers: επίπεδο αποτελεσματικότητας 4.
- 6000-7999 Btu/hr με side louvers: επίπεδο αποτελεσματικότητας 4.
- 6000-7999 Btu/hr χωρίς side louvers: επίπεδο αποτελεσματικότητας 4.
- 8000-13999 Btu/hr με side louvers: επίπεδο αποτελεσματικότητας 4.
- Μεγαλύτερο από 20000 Btu/hr με side louvers: επίπεδο αποτελεσματικότητας 4.

Επίπεδο αποτελεσματικότητας	Σχεδιαστ. επιλογή	Εγκατεστημένο κόστος καταναλωτή (1990$)	Ετήσια ηλεκτρική κατανάλωση (KWh/έτος)	Ετήσιο λειτουργικό κόστος (1990$)	LCC (1990$)	Κατανομή 1999
	0	372.03	378.51	27.82	611.89	70.9%
	1	372.64	358.31	26.34	599.7	9.6%
1	2	377.57	334.43	24.58	589.5	9.0%
2	3	382.55	320.9	23.59	585.9	6.2%
3	4	389.51	311.69	22.91	587.02	2.7%
4	5	440.24	300.19	22.06	630.47	1.6%
	6	560.46	294.85	21.67	747.3	0.0%
5	7	796.18	265.36	19.5	964.34	0.0%

Πίνακας 5-46-α: Κόστη (1990$) και ενεργειακή κατανάλωση (στο συγκεκριμένο χώρο) για κλιματιστικά δωματίου μικρότερα των 6000 Btu/hr, με louvered sides.

Επίπεδο αποτελεσματικότ	1	2	3	4	5

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

αποτελεσματικότητας					
Εγκατεστημένο κόστος καταναλωτή (1990$)	372.10	372.65	373.29	373.74	374.83
Ετήσιο λειτουργικό κόστος (1990$)	27.64	27.34	27.09	26.98	26.90
LCC r=6% (1990$)	610.44	608.34	606.89	606.34	606.74
Ενεργειακή κατανάλωση (KWh/έτος)	376.11	371.93	368.63	367.07	365.97

Πίνακας 5-46-β: Σταθμισμένες μέσες τιμές των μονάδων που πουλήθηκαν κάτω από τα επίπεδα αποτελεσματικότητας για κλιματιστικά δωματίου μικρότερα των 6000 Btu/hr, με louvered sides.

Επίπεδο αποτελεσματικότητας	1	2	3	4	5
Διαφορά LCC	20.94	22.44	19.87	-24.12	-357.60
Αποπληρωμή – field (έτη)	1.8	2.6	3.9	13.5	57.0
Αποπληρωμή – Υπάρχον τεστ (έτη)	1.3	1.9	2.8	9.6	40.5
CCE (cents/KWh)	1.5	2.2	3.3	11.5	48.6

Πίνακας 5-46-γ: Διαφορά στο LCC (1990$), PBP, CCE για κλιματιστικά δωματίου μικρότερα των 6000 Btu/hr, με louvered sides.

Επίπεδο αποτελεσματικότητας	Σχεδιαστ. επιλογή	Εγκατεστημένο κόστος καταναλωτή (1990$)	Ετήσια ηλεκτρική κατανάλωση (KWh/έτος)	Ετήσιο λειτουργικό κόστος (1990$)	LCC (1990$)	Κατανομή 1999
	0	403.82	471.06	34.62	702.33	48.5%
	1	405.25	452.75	33.28	692.15	14.8%
1	2	410.13	424.89	31.23	679.38	23.5%
2	3	416.89	412.31	30.30	678.17	11.2%
3	4	424.73	402.03	29.55	679.50	0.7%
4	5	477.78	385.68	28.35	722.19	0.4%
	6	598.82	379.26	27.88	839.15	0.9%
5	7	830.48	341.33	25.09	1046.78	0.0%

Πίνακας 5-47-α: Κόστη (1990$) και ενεργειακή κατανάλωση (στο συγκεκριμένο χώρο) για κλιματιστικά δωματίου 6000 - 7999 Btu/hr, με louvered sides.

Επίπεδο αποτελεσματικότ	1	2	3	4	5

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

ητας					
Εγκατεστημένο κόστος καταναλωτή (1990$)	404.15	405.77	407.04	407.18	409.11
Ετήσιο λειτουργικό κόστος (1990$)	34.31	33.47	33.11	33.09	33.02
LCC r=6% (1990$)	699.94	694.38	692.52	692.43	693.80
Ενεργειακή κατανάλωση (KWh/έτος)	466.77	455.44	450.50	450.14	449.26

Πίνακας 5-47-β: Σταθμισμένες μέσες τιμές των μονάδων που πουλήθηκαν κάτω από τα επίπεδα αποτελεσματικότητας για κλιματιστικά δωματίου 6000 - 7999 Btu/hr, με louvered sides.

Επίπεδο αποτελεσματικότητας	1	2	3	4	5
Διαφορά LCC	20.57	16.21	13.03	-29.76	-352.98
Αποπληρωμή – field (έτη)	1.9	3.5	5.0	14.9	53.1
Αποπληρωμή – Υπάρχον τεστ (έτη)	1.4	2.5	3.5	10.6	37.7
CCE (cents/KWh)	1.7	3.0	4.2	12.7	45.3

Πίνακας 5-47-γ: Διαφορά στο LCC (1990$), PBP, CCE για κλιματιστικά δωματίου 6000 - 7999 Btu/hr, με louvered sides.

5.4.6. ΑΝΑΛΥΣΗ ΕΥΑΙΣΘΗΣΙΑΣ

Για τα αποτελέσματα του κόστους κύκλου ζωής για τις ΗΠΑ, έγινε έλεγχος ευαισθησίας με ποικίλες εφαρμογές για τις ενεργειακές τιμές και τις τιμές των εξαρτημάτων. Τα αποτελέσματα αυτής της ανάλυσης πρέπει να συγκριθούν με το πρώτο σετ πινάκων για το LCC.

Χαμηλές και υψηλές τιμές ενέργειας ορίζονται ως οι ελάχιστες και οι μέγιστες αντίστοιχα ενεργειακές τιμές κάθε πολιτείας. Οι τιμές ενέργειας του 1992 (μιας πολιτείας), οι κοντινές στη μέση εθνική, χρησιμοποιήθηκαν για την πρόβλεψη των τιμών του 1998 από το Annual Energy Outlook 1995.

Χαμηλές και υψηλές τιμές εξαρτημάτων ορίζονται ως απόκλιση της αποτελεσματικότητας προς τα κάτω και τα πάνω αντίστοιχα. Η αβεβαιότητα στην τιμή της baseline είναι ποσοστό της ολικής τιμής, ενώ η αβεβαιότητα στην τιμή άλλων σχεδιασμών εφαρμόζεται στην επαύξηση της τιμής αυτού του σχεδιασμού.

Γίνονται οι παρακάτω αναλύσεις ευαισθησίας (σενάρια):

1. Χαμηλές τιμές ενέργειας.
2. Υψηλές τιμές εξαρτημάτων.
3. Χαμηλές τιμές ενέργειας και υψηλές τιμές εξαρτημάτων.
4. Υψηλές τιμές ενέργειας.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

5. Χαμηλές τιμές εξαρτημάτων.
6. Υψηλές τιμές ενέργειας και χαμηλές τιμές εξαρτημάτων.

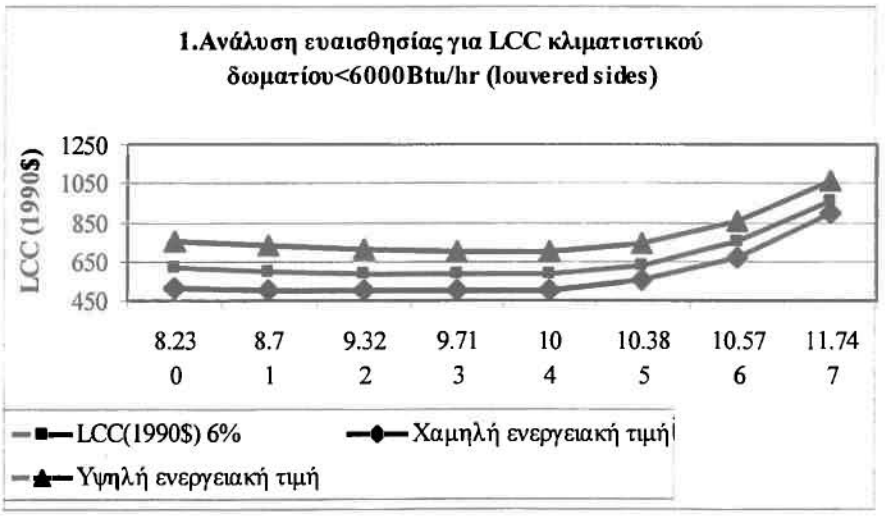
Τα αποτελέσματα της ανάλυσης ευαισθησίας συνοψίζονται στο παρακάτω γράφημα και τον πίνακα με τα ακόλουθα:

- Γράφημα της υψηλότερης και χαμηλότερης ευαισθησίας LCC και η περίπτωση αναφοράς.
- Πίνακας των LCC για όλες τις αναλύσεις. Ο πίνακας επίσης απεικονίζει για ποια περίπτωση της ανάλυσης κάθε σχεδιαστική επιλογή έχει το ελάχιστο LCC.

Στον επόμενο πίνακα (και το διάγραμμα) παρουσιάζονται τα αποτελέσματα για κλιματιστικά μικρότερα των 6000 Btu/hr. Οι ελάχιστες τιμές των LCC για κάθε σενάριο σημειώνονται πιο έντονα.

Επίπεδο αποτελεσματικότητας	Αρ. σχεδίασης	Περίπτωση αναφοράς ($)	Σενάριο 1 ($)	Σενάριο 2 ($)	Σενάριο 3 ($)	Σενάριο 4 ($)	Σενάριο 5 ($)	Σενάριο 6 ($)	Number of times as min. LCC
	0	611.89	512.91	630.49	531.52	749.77	593.29	731.17	
	1	599.7	506.01	618.41	524.72	730.23	580.99	711.17	
1	2	589.5	502.05	608.46	**521.01**	711.33	570.54	692.37	1
2	3	**585.9**	**501.99**	**605.4**	521.49	702.8	**566.4**	683.3	4
3	4	587.02	505.52	607.26	525.76	**700.57**	566.79	**680.34**	2
4	5	630.47	551.97	658.73	580.24	739.82	602.2	711.55	
	6	747.3	670.21	805.85	728.76	854.71	688.75	796.16	
5	7	964.34	894.95	1083.32	1013.93	1061.01	845.35	942.02	

Πίνακας 5-48: Αναλύσεις ευαισθησίας για κλιματιστικά δωματίου μικρότερα από 6000 Btu/hr με louvered sides.



Σχήμα 5-4: Αναλύσεις ευαισθησίας LCC για κλιματιστικά δωματίου μικρότερα από 6000 Btu/hr με louvered sides.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6

ΤΕΧΝΙΚΟΟΙΚΟΝΟΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΣΕ ΣΥΝΘΗΚΕΣ ΘΕΡΜΑΝΣΗΣ

Στο προηγούμενο κεφάλαιο έγινε μια βιβλιογραφική ανασκόπηση, που δείχνει προς τα πού κινείται διεθνώς η έρευνα, στην προσπάθεια να βελτιωθεί η αποτελεσματικότητα των αντλιών θερμότητας αέρος-αέρος. Στο σημείο αυτό, και πριν παρουσιαστούν πιο λεπτομερή αποτελέσματα, κρίνεται σκόπιμη η ανακεφαλαίωση των κυριότερων και πιο χρήσιμων σημείων του κεφαλαίου 5.

6.1. ΑΝΑΚΕΦΑΛΑΙΩΣΗ ΤΩΝ ΚΥΡΙΩΝ ΟΙΚΟΝΟΜΙΚΟΤΕΧΝΙΚΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ

Σε πρώτο στάδιο πρέπει να γίνει αναφορά στις δυνατότητες που υπάρχουν για τη βελτίωση της αποτελεσματικότητας της αντλίας θερμότητας. Αυτές είναι ορισμένες σχεδιαστικές επιλογές, που παρουσιάζονται στη συνέχεια.

	Βελτίωση με αύξηση της επιφάνειας εναλλαγής του αέρα
1.	Αύξηση μετωπικής σπείρας αέρα
2.	Αύξηση βάθους σπείρας (προσθήκη σειρών αυλών)
3.	Αύξηση πυκνότητας πτερυγίων
4.	Προσθήκη υποψύκτη στη σπείρα συμπυκνωτή
	Βελτίωση με αύξηση των συντελεστών μετάδοσης θερμότητας
5.	Βελτίωση σχεδιασμού πτερυγίων
6.	Βελτίωση σχεδιασμού αυλών
7.	Ψεκασμός συμπυκνώματος στη σπείρα συμπυκνωτή
8.	Βελτίωση ανεμιστήρα και μοτόρ ανεμιστήρα
9.	Βελτίωση αποτελεσματικότητας συμπιεστή
10.	Συμπιεστής πολλαπλών ταχυτήτων
11.	Εναλλακτικά ψυκτικά
12.	Ηλεκτρονικές βαλβίδες εκτόνωσης
13.	Θερμοστατικά όργανα ελέγχου

Πίνακας 6-1: Σχεδιαστικές επιλογές για τη βελτίωση της αποτελεσματικότητας μιας αντλίας θερμότητας.

Στον πίνακα αυτό παρουσιάζονται 2 βασικοί τρόποι με τους οποίους μπορεί να γίνει παρέμβαση για τη βελτίωση της αποτελεσματικότητας. Ο πρώτος τρόπος

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

είναι η αύξηση της επιφάνειας εναλλαγής θερμότητας και ο δεύτερος τρόπος είναι η αύξηση των συντελεστών μετάδοσης θερμότητας.

Εκτός από τις παραπάνω 2 μεθόδους, που αφορούν επέμβαση στον εξατμιστήρα και το συμπυκνωτή, υπάρχουν και οι γενικότερες περιπτώσεις 8-13, που αφορούν επέμβαση σε άλλα τμήματα της αντλίας θερμότητας. Αυτά είναι ο ανεμιστήρας, ο συμπιεστής, η βαλβίδα εκτόνωσης, το ψυκτικό ρευστό και ο αυτόματος έλεγχος της διεργασίας μεταφοράς θερμότητας.

Όμως, πόσο εφικτή είναι η υλοποίηση των παραπάνω σχεδιαστικών επιλογών, τι προσφέρουν και ποιο είναι το 'πέναλτι', που πρέπει να πρέπει να πληρωθεί σε κάθε περίπτωση; Πού πρέπει να στραφεί το ενδιαφέρον στη συγκεκριμένη περίπτωση; Ποια είναι τα σημεία που χρίζουν βελτίωσης στη συγκεκριμένη αντλία θερμότητας, που είναι εγκατεστημένη στο εργαστήριο Φυσικών & Χημικών Διεργασιών του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας; Μήπως ο παράγοντας κόστους καθιστά απαγορευτικές ορισμένες βελτιώσεις;

Θα γίνει μια προσπάθεια να απαντηθούν, με όσο πιο σαφή τρόπο γίνεται, όλες οι παραπάνω κρίσιμες ερωτήσεις. Κατ' αρχάς, όσον αφορά την τεχνολογική εφικτότητα των σχεδιαστικών επιλογών και τη συνεισφορά τους στη βελτίωση της αποτελεσματικότητας, θα παρατεθούν απόψεις μεγάλων κατασκευαστών αντλιών θερμότητας, όπως καταγράφηκαν στην έρευνα του DOE, που παρουσιάζεται στο κεφάλαιο 5 της εργασίας αυτής.

Πρώτον, για την αύξηση της μετωπικής επιφάνειας της σπείρας. Οι κατασκευαστές επιβεβαιώνουν ότι η μετωπική επιφάνεια της σπείρας στα πλαίσια (κιβώτια) των υπάρχοντων κλιματιστικών είναι τόσο μεγάλη, που για μια σημαντική αύξηση της απόδοσης του συστήματος απαιτείται αύξηση του μεγέθους του κιβωτίου. Εφόσον το επαυξητικό κόστος για την αύξηση του μεγέθους του πλαισίου είναι αρκετά σημαντικό, οι κατασκευαστές συνήθως αναζητούν άλλους τρόπους για τη βελτίωση της αποτελεσματικότητας του συστήματος πριν αποπειραθούν να αυξήσουν τη μετωπική επιφάνεια της σπείρας. Οι κατασκευαστές, επίσης, εκφράζουν την ανησυχία τους για τον αντίκτυπο αυτής της αλλαγής στην ικανότητα της μονάδας να παρέχει επαρκή αφύγρανση.

Δεύτερον, για την προσθήκη σειρών αυλών. Οι κατασκευαστές επιβεβαιώνουν ότι κάθε πλαίσιο κλιματιστικού είναι σχεδιασμένο για κάποιο μέγιστο βάθος εξατμιστήρα και συμπυκνωτή. Κατακόρυφες σειρές αυλών μπορούν να προστεθούν μέχρι το μέγιστο βάθος, αλλά υπάρχει όριο στον αριθμό των σειρών που μπορούν να προστεθούν μέχρι το σημείο που θα πρέπει να αυξηθεί το μέγεθος του πλαισίου. Η αύξηση του μεγέθους του πλαισίου έχει σημαντικό κόστος και μπορεί να καταστεί απαγορευτικό στην προσθήκη σειρών αυλών. Εκτός από αυτό, υπάρχουν και ζητήματα βάρους, πλήρωσης ψυκτικού και μείωσης αποτελεσματικότητας που πρέπει να ληφθούν υπόψη. Οι κατασκευαστές δηλώνουν ότι υπάρχει ένα πρακτικό όριο στο βάθος του κλιματιστικού που σχετίζεται με βάρος, εμφάνιση και αντοχή στην εγκατάσταση. Οι κατασκευαστές επίσης επιβεβαιώνουν ότι κάθε διαδοχική σειρά στη σπείρα είναι μόνο 70% αποτελεσματική σε σχέση με την προηγούμενη σειρά. Η προσθήκη μιας σειράς σε μια σπείρα που ήδη περιέχει 3 ή 4 σειρές, πιθανότατα θα έχει μικρή επίδραση στην αποτελεσματικότητα του συστήματος.

Τρίτον, για την αύξηση της πυκνότητας των πτερυγίων. Η αύξηση της πυκνότητας πτερυγίωσης, σύμφωνα με τους κατασκευαστές, έχει κάποιο όριο, λόγω της επίδρασης στην ισχύ του ανεμιστήρα, στην αποχέτευση του νερού και στην επικάθηση ακαθαρσιών. Προφανώς, η βελτιστοποίηση της πυκνότητας πτερυγίωσης πρέπει να λαμβάνει υπόψη όλα τα επακόλουθα αποτελέσματα, ώστε να μην επιβαρύνει το σύστημα.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Τέταρτον, για την προσθήκη υποψύκτη στη σπείρα του συμπυκνωτή. Οι τυπικοί υποψύκτες (subcoolers) προστίθενται ανάμεσα στην έξοδο του συμπυκνωτή και την είσοδο του τριχοειδούς σωλήνα και εμβαπτίζονται κοντά στο συμπυκνωτή, στο συμπύκνωμα που παράγεται από τον εξατμιστήρα. Το αποτέλεσμα της προσθήκης υποψύκτη είναι η αύξηση του μεγέθους της σπείρας του συμπυκνωτή, καθώς το ψυκτικό που εξέρχεται από το συμπυκνωτή συνεχίζει να ψύχεται. Λόγω της δυσκολίας να ενσωματωθεί ένας υποψύκτης στο κλιματιστικό, οι πιο πολλοί κατασκευαστές επιχειρούν πρώτα άλλες μεθόδους αύξησης αποτελεσματικότητας. Πρέπει να διερευνηθεί πόσος διαθέσιμος χώρος υπάρχει στο πλαίσιο του κλιματιστικού και αν είναι αρκετός για την προσθήκη υποψύκτη. Αν ο διαθέσιμος χώρος δεν είναι αρκετός, το πλαίσιο πρέπει να μεγαλώσει. Το κόστος προσθήκης υποψύκτη μπορεί να είναι σημαντικό, αν απαιτείται μεγάλωμα του πλαισίου.

Πέμπτον, για τη βελτίωση στο σχεδιασμό των πτερυγίων. Οι βελτιώσεις στο σχεδιασμό των πτερυγίων έχουν ως αποτέλεσμα την αύξηση του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του αέρα. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα τη βελτίωση της ολικής ικανότητας μετάδοσης θερμότητας της σπείρας. Πολλοί κατασκευαστές χρησιμοποιούν κάποιο είδος ενίσχυσης των πτερυγίων στο σχεδιασμό της σπείρας τους. Αυτό επιτυγχάνεται με χρήση σχηματισμών πτερυγίων με αυλακώσεις ή κυματώσεις ή louvered. Κάθε κατασκευαστής έχει αναπτύξει ένα μοναδικό σχέδιο πτερυγίων, ώστε να επιτύχει την επιθυμητή βελτίωση στη μετάδοση θερμότητας. Αφού τα σχέδια των πτερυγίων είναι μοναδικά και διαφορετικά για κάθε κατασκευαστή, είναι δύσκολο να ποσοτικοποιηθούν, σε γενικές γραμμές, οι απόλυτες επιδράσεις από μια συγκεκριμένη βελτίωση στο πτερύγιο. Ένας τρόπος σύγκρισης είναι η χρήση του παράγοντα ενίσχυσης, EF. Η τιμή του EF προσαρμόζει το συντελεστή μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του αέρα. Αν ο EF είναι μονάδα, αναπαριστά μια σπείρα με επίπεδα (flat) πτερύγια και δε γίνεται καμιά προσαρμογή στο συντελεστή μετάδοσης θερμότητας. Κάθε τιμή μεγαλύτερη της μονάδας δείχνει ότι κάποια βελτίωση έχει λάβει χώρα στα πτερύγια. Για παράδειγμα, αν ο EF είναι 2, ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του αέρα θα είναι διπλάσιος.

Έκτον, για τη βελτίωση στο σχεδιασμό των αυλών. Η βελτίωση στο συντελεστή μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του ψυκτικού επιτυγχάνεται με αύξηση της λείας εσωτερικής επιφάνειας των αυλών με ελικοειδή αυλάκια. Αυτοί οι αυλοί συχνά αναφέρονται ως αυλακωτοί (rifled, grooved). Αποτελέσματα εργαστηριακής έρευνας δείχνουν ότι ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του ψυκτικού για αυλούς αυτού του τύπου είναι σημαντικά μεγαλύτερος από ότι για τους συμβατικούς λείους αυλούς. Όπως και για τα πτερύγια, έτσι και για τους αυλούς, οι κατασκευαστές έχουν αναπτύξει πολλούς τύπους αυλακώσεων για να βελτιώσουν τη μετάδοση θερμότητας στη σπείρα. Η βελτίωση στο συντελεστή μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του ψυκτικού είναι συνάρτηση του πλάτους, του ύψους και του διάκενου των αυλακώσεων, καθώς και της συγκέντρωσης του λιπαντικού που κυκλοφορεί μαζί με το ψυκτικό.

Έβδομον, για τον ψεκασμό συμπυκνώματος στη σπείρα του συμπυκνωτή. Το συμπύκνωμα που σχηματίζεται πάνω στη σπείρα του εξατμιστήρα και στάζει από αυτή, συλλέγεται σε μία λεκάνη (pan). Η λεκάνη τοποθετείται κοντά στο συμπυκνωτή και μάλιστα κάτω από τον ανεμιστήρα του συμπυκνωτή. Ο ανεμιστήρας του συμπυκνωτή είναι εφοδιασμένος με ένα αναρτημένο δαχτυλίδι (slinger ring). Το δαχτυλίδι τοποθετείται στη μύτη του πτερυγίου και είναι ικανό να συλλέγει και να ψεκάζει μικρές μάζες συμπυκνώματος στη σπείρα του συμπυκνωτή, καθώς περιστρέφεται ο ανεμιστήρας. Αυτός ο ψεκασμός βελτιώνει το συντελεστή μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του αέρα. Αυτή είναι τόσο κοινή πρακτική,

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

που τα περισσότερα, αν όχι όλα τα κλιματιστικά, την ενσωματώνουν ήδη στο σχεδιασμό τους.

Όγδοο, για τη βελτίωση των ανεμιστήρων και του κινητήρα τους. Το σύστημα παροχής αέρα στο κλιματιστικό περιλαμβάνει ένα μοτοράκι που δίνει κίνηση σε δύο ανεμιστήρες, του εξατμιστήρα και του συμπυκνωτή. Ο ανεμιστήρας του εξατμιστήρα είναι συνήθως ένας περιστροφικός φυσητήρας (centrifugal forward curved fan). Ο ανεμιστήρας του συμπυκνωτή είναι τύπου έλικα, με προσκολλημένο δαχτυλίδι (slinger ring). Η ποσοτικοποίηση των βελτιώσεων αποτελεσματικότητας για το σύστημα παροχής αέρα περιορίζεται στην ανάλυση των βελτιώσεων στο μοτοράκι μόνο. Οι κατασκευαστές δηλώνουν ότι οι ανεμιστήρες τους προέρχονται από τον ίδιο κατασκευαστή ανεμιστήρων, με αποτέλεσμα την τυποποίησή τους. Εξαιτίας του γεγονότος αυτού, είναι εξαιρετικά δύσκολο για τους κατασκευαστές κλιματιστικών να εφαρμόσουν προσωπικές σχεδιαστικές βελτιώσεις για να αυξήσουν την αποτελεσματικότητα των ανεμιστήρων. Όμως, η αποτελεσματικότητα του συστήματος αέρα μπορεί να βελτιωθεί με μείωση των περιορισμών στη ροή του αέρα. Χωρίς να κάνουν τροποποιήσεις στους εναλλάκτες, οι κατασκευαστές διατείνονται ότι βελτιώσεις στη ροή του αέρα μπορούν να επιτευχθούν, απλά με δημιουργία περισσότερου χώρου μέσα στο πλαίσιο. Αυτό επιβάλλει το μεγάλωμα του πλαισίου, που, όπως ειπώθηκε νωρίτερα, κοστίζει σημαντικά. Επίσης, οι κατασκευαστές κλιματιστικών ισχυρίζονται ότι μόνο μικρές βελτιώσεις στην υπάρχουσα τεχνολογία των κινητήρων ανεμιστήρων είναι δυνατές. Οι πιο πολλοί κατασκευαστές κλιματιστικών έχουν μεταβεί από τα μοτόρ τύπου shaded pole, που ήταν χαμηλής αποτελεσματικότητας, στα μοτόρ υψηλής αποτελεσματικότητας τύπου permanent split capacitor (PSC). Αυτά τα μοτοράκια, ως προς την αποτελεσματικότητα, βρίσκονται στο εύρος 50% - 70%. Το επόμενο σημαντικό άλμα στην αποτελεσματικότητα επιτυγχάνεται με χρήση μοτόρ με συλλέκτη (electronically commutated motor, ECM), που είναι γνωστά αλλιώς, ως ανοξείδωτα μοτόρ μόνιμου μαγνήτη (brushless permanent magnet motor, BPM). Ανάλογα με το μέγεθος του κινητήρα, τα ECM έχουν αποτελεσματικότητα από 70-80%. Επειδή τα ECM ζυγίζουν περίπου το διπλάσιο από ένα PSC, μπορεί να απαιτηθούν δομικές αλλαγές στο πλαίσιο του κλιματιστικού, για να γίνει δεκτό το παραπανίσιο βάρος. Και τα shaded pole και τα PSC παράγονται σε μεγάλες ποσότητες, γεγονός που τα καθιστά σχετικά φτηνά για τους κατασκευαστές κλιματιστικών. Αν και τα ECM παράγονται από τους περισσότερους κατασκευαστές μοτόρ, είναι ακόμη πιο ακριβά στην παραγωγή από τα PSC. Επιπλέον, οι ποσότητες παραγωγής τους είναι ακόμη πολύ χαμηλές. Αυτό καταλήγει σε κόστη (για τους κατασκευαστές) που είναι 2.5-5 φορές μεγαλύτερα από τα PSC.

Ένατο, για τη βελτίωση της αποτελεσματικότητας του συμπιεστή. Οι πιο πολλοί κατασκευαστές κλιματιστικών ενσωματώνουν στις μονάδες τους περιστροφικούς συμπιεστές. Οι μέγιστες αποτελεσματικότητες των σημερινών συμπιεστών ποικίλουν από 10.7 σε 11.1 EER. Αν και οι πιο πολλοί κατασκευαστές περιστροφικών συμπιεστών προσδοκούν εξελίξεις που θα τους φέρουν σε θέση να κατασκευάζουν συμπιεστές με αποτελεσματικότητα 11.1 με 11.3 EER, δηλώνουν ότι αυτό απαιτεί την ανάπτυξη μοτόρ υψηλής αποτελεσματικότητας, τη χρήση υλικών ανώτερης κλάσης στο μηχανισμό του περιστροφικού συμπιεστή και νέες μεθόδους παραγωγής και εξοπλισμού των συμπιεστών. Για τους λόγους αυτούς, μόνο οι περιστροφικοί συμπιεστές, μέχρι τώρα, θεωρούνται στην αγορά ως επιλογές για τη βελτίωση της αποτελεσματικότητας των κλιματιστικών. Υπάρχουν και οι αδρανειακοί συμπιεστές. Αν και οι αδρανειακοί συμπιεστές είναι πολύ αποτελεσματικοί, είναι σημαντικά βαρύτεροι, μεγαλύτεροι και πιο θορυβώδεις από

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

τους περιστροφικούς συμπιεστές που χρησιμοποιούνται προς το παρόν σε εφαρμογές κλιματιστικών. Οι κατασκευαστές τονίζουν ότι για να φιλοξενηθεί το αυξημένο μέγεθος και βάρος των αδρανειακών συμπιεστών, απαιτούνται μεγαλύτερα πλαίσια.

Δέκατον, για τους συμπιεστές πολλαπλών ταχυτήτων. Οι συμπιεστές πολλαπλών ταχυτήτων αναπτύχθηκαν ως ανάγκη για το καλύτερο ταίριασμα του φορτίου σε ένα δωμάτιο ή ένα κτίριο. Από το να υπάρχει μόνο on – off control, η αυξομείωση της ψυκτικής ικανότητας μπορεί να επιτύχει καλύτερα το επιθυμητό φορτίο. Η συγκεκριμένη μέθοδος έχει πολλά πλεονεκτήματα, όπως πιο ήσυχη λειτουργία σε χαμηλές ταχύτητες, καλύτερες συνθήκες άνεσης (ευεξία) γιατί μειώνονται οι μεγάλες διακυμάνσεις στη θερμοκρασία του δωματίου και εποχιακά, βελτιωμένη ενεργειακή αποτελεσματικότητα. Ο έλεγχος των συμπιεστών πολλαπλών ταχυτήτων επιτυγχάνεται με χρήση ηλεκτρονικά ρυθμιζόμενων οδηγών ταχυτήτων (ASD) στον κινητήρα. Τα ASD που βασίζονται σε τεχνολογία **INVERTER** είναι τα πιο κοινά συστήματα για κινητήρες εναλλασσόμενου ρεύματος. Το μεγαλύτερο πλεονέκτημα αυτών των συστημάτων είναι η αποθήκευση ενέργειας σε εποχιακή βάση. Από έρευνες έχει προκύψει ότι για κεντρικά συστήματα κλιματισμού με τέτοιους συμπιεστές, η αποθήκευση ενέργειας κυμαίνεται από 15-40%.

Ενδέκατο, για τη χρήση κάποιου άλλου, εναλλακτικού, ψυκτικού. Το ψυκτικό που χρησιμοποιήθηκε ήταν το R-22 (HCFC-22). Όμως, επειδή το R-22 καταστρέφει το στρώμα του όζοντος (ODP, ozone depletion potential) και συμβάλλει στο φαινόμενο του θερμοκηπίου, η EPA (environmental protection agency) έχει απαγορεύσει την παραγωγή και χρήση του από τις 1 Ιανουαρίου 2020. Για τη χρήση εναλλακτικών ψυκτικών πρέπει να ληφθεί υπόψη τόσο το GWP (global warming potential) όσο και η αποτελεσματικότητα. Αν κάποιο εναλλακτικό έχει χαμηλότερο GWP, δεν είναι σίγουρα προτιμητέο. Αυτό συμβαίνει γιατί, αν έχει χαμηλότερη αποτελεσματικότητα, οδηγεί στην παράλληλη χρήση συμβατικών μεθόδων θέρμανσης, ώστε να καλυφθούν οι ανάγκες. Με τον τρόπο αυτό όμως, εντείνεται το περιβαλλοντικό πρόβλημα και δε συρρικνώνεται. Επίσης, τα εναλλακτικά ψυκτικά πρέπει να πληρούν και ορισμένες ακόμη προϋποθέσεις. Να μην είναι τοξικά, να μην είναι εύφλεκτα, να είναι χημικώς σταθερά και αδρανή. Η έρευνα ακόμη δεν έχει καταλήξει σε κατάλληλο αντικαταστάτη του R-22, για την παρούσα φάση τουλάχιστον.

Δωδέκατο, για τις ηλεκτρονικές βαλβίδες εκτόνωσης. Ο τριχοειδής σωλήνας είναι η συσκευή ελέγχου της ροής, την οποία χρησιμοποιούν προς το παρόν τα περισσότερα κλιματιστικά. Σχεδιάζεται για να παρέχει τα βέλτιστα ενεργειακά χαρακτηριστικά σε ένα συγκεκριμένο σημείο σχεδιασμού. Αν διαστασιολογηθεί σωστά, μπορεί αυτόματα να αποζημιώνει για τις διακυμάνσεις του φορτίου και του συστήματος και να παρέχει αποδεκτή απόδοση για ένα μεγάλο εύρος συνθηκών λειτουργίας. Η θερμοστατική βαλβίδα εκτόνωσης (TXV) είναι μία άλλη συσκευή ελέγχου της ροής, που χρησιμοποιείται συχνά σε κεντρικά συστήματα κλιματισμού. Ρυθμίζει τη ροή του υγρού ψυκτικού που εισέρχεται στον εξατμιστήρα ανάλογα με την υπερθέρμανση του ψυκτικού που εγκαταλείπει τον εξατμιστήρα. Αυτές οι συσκευές προσαρμόζονται καλύτερα σε αλλαγές στις συνθήκες λειτουργίας, όπως διακυμάνσεις στη μέση θερμοκρασία, που επηρεάζουν τη θερμοκρασία συμπύκνωσης. Ως αποτέλεσμα, επηρεάζουν θετικά την εποχιακή αποτελεσματικότητα του συστήματος. Η ηλεκτρονική βαλβίδα εκτόνωσης είναι παρόμοια με την TXV, μόνο που έχει και το προτέρημα να ελέγχεται με χρήση ψηφιακών ή ηλεκτρονικών κυκλωμάτων. Μπορούν, όπως και οι TXV, να ελέγχουν τη ροή του ψυκτικού στον εξατμιστήρα με βάση την υπερθέρμανση. Η έρευνα έχει δείξει ότι η ενσωμάτωση των ηλεκτρονικών βαλβίδων σε κλιματιστικά με inverter

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

βελτιώνει την εποχιακή αποτελεσματικότητα πέρα από ότι με χρήση συμβατικών βαλβίδων TXV. Το κύριο προτέρημα των ηλεκτρονικών βαλβίδων εκτόνωσης είναι ότι αυξάνουν την αποτελεσματικότητα σε εποχιακή βάση.

Δέκατο τρίτο, για τα θερμοστατικά όργανα ελέγχου. Οι τηλεχειριζόμενοι (remote) κυκλικοί θερμοστατικοί ελεγκτές παρακολουθούν καλύτερα τη θερμοκρασία του δωματίου από τους σημερινούς ενσωματωμένους θερμοστάτες. Ερευνάται η χρήση ελεγκτών fuzzy logic για εφαρμογές κλιματιστικών δωματίων. Αυτοί οι ελεγκτές προσφέρουν καλύτερη ευεξία, κυρίως αν συνδυαστούν με καλύτερα συστήματα διανομής αέρα. Το κέρδος είναι σε εποχιακή βάση.

Πόσο κοστίζουν αυτές οι μετατροπές; Για ορισμένες από αυτές υπάρχουν στοιχεία, τα οποία παρουσιάζονται στη συνέχεια.

Αντικείμενο	Κατασκευαστικό κόστος (1994$)
Αυξημένη πυκνότητα πτερυγίων	0.2/ in^3 προστιθέμενου υλικού
Αυξημένη πυκνότητα αυλών	1.45/ in^3 προστιθέμενου υλικού αυλού – 0.2/ in^3 προστιθέμενου υλικού πτερυγίου
Αυλοί με αυλακώσεις	0.48 εξτρά/ lineal foot
Ενισχυμένα πτερύγια	0.2 εξτρά/ in^3 προστιθέμενου υλικού πτερυγίου
Υποψύκτες	3/8΄΄ DIA αυλού=$1.07+$0.043*μήκος (in) 5/16΄΄ DIA αυλού=$1.07+$0.037*μήκος (in) ¼΄΄ DIA αυλού=$1.07+$0.027*μήκος (in)
Αυξημένο μέγεθος πλαισίου	<6000 Btu/hr: 28$ 6000-7999 Btu/hr: 30$ 8000-13999 Btu/hr: 35$ 14000-19999 Btu/hr: 100$ >20000 Btu/hr: 60$
Τύπος συμπιεστή και πηγή	**Κατασκευαστικό κόστος (1994$)**
Περιστροφικός (AHAM)	$/0.1 EER αύξηση=$0.42+$0.06*(Kbtu/hr)
Αδρανειακός-παλινδρομικός (Bristol)	Τύπος H26B(11.2-11.3 EER)=$20-$30 Τύπος H27B(11.4-11.6 EER)=$30-$40 Τύπος H27A(11.7-12.0 EER)=$40-$50 Ηχομόνωση=$13
Scroll (AHAM)	$36-$41 περισσότερο από τους περιστροφικούς
Πολλαπλών ταχυτήτων (AHAM)	40% περισσότερο από τους απλούς συμπιεστές

Πίνακας 6-2: Ενδεικτικά κόστη μετατροπών στις αντλίες θερμότητας.

Επειδή είναι πρακτικά αδύνατο να διερευνηθούν όλες οι παραπάνω δυνατότητες στα πλαίσια αυτής της εργασίας, θα πρέπει να τεθεί ένας περιορισμός και να αναζητηθούν οι πιο προσοδοφόρες βελτιώσεις. Όπως φάνηκε από τις προσομοιώσεις που εκτελέστηκαν στο υπολογιστικό μοντέλο (και σχολιάζεται στο κεφάλαιο 4), ο παράγοντας που επιδέχεται βελτιώσεων είναι ο αέρας. Αυτό που αξίζει να διερευνηθεί, είναι η εντατικοποίηση της μετάδοσης θερμότητας από την

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

πλευρά του αέρα, είτε με αύξηση της επιφάνειας της σπείρας, είτε με βελτίωση των συντελεστών μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του αέρα. Πιο συγκεκριμένα, αυτά που μπορούν να εξεταστούν είναι η αύξηση της μετωπικής επιφάνειας του αέρα, η αύξηση των σειρών αυλών, η αύξηση της πυκνότητας των πτερυγίων και η αύξηση της ισχύος των ανεμιστήρων. Όλες οι υπόλοιπες σχεδιαστικές επιλογές είναι δύσκολο να ποσοτικοποιηθούν με τα υπάρχοντα μέσα.

Το γεγονός ότι οι μεγαλύτερες αποδόσεις εντοπίστηκαν για την περίπτωση της αύξησης της ισχύος των ανεμιστήρων, στρέφει το ενδιαφέρον προς τα εκεί. Συνεπώς θα διερευνηθεί αυτή η περίπτωση.

6.2. ΑΝΑΛΥΣΗ ΓΙΑ ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΙΣΧΥΟΣ ΤΩΝ ΑΝΕΜΙΣΤΗΡΩΝ

Κατ' αρχάς θα παρουσιαστεί η μεθοδολογία της έρευνας και στη συνέχεια τα αποτελέσματα που προκύπτουν. Πρέπει να σημειωθεί ένα σημαντικό τεχνικό χαρακτηριστικό. Ο ανεμιστήρας της εξωτερικής μονάδας (του εξατμιστήρα) παίρνει κίνηση από τον κινητήρα που κινεί και το συμπιεστή, ενώ ο ανεμιστήρας της εσωτερικής μονάδας (του συμπυκνωτή) κινείται από ένα μικρότερο κινητήρα. Στην ανάλυση που ακολουθεί, αλλάζει μόνο ο κινητήρας που κινεί τον ανεμιστήρα της εσωτερικής μονάδας και αντικαθίσταται από μεγαλύτερο. Ο κινητήρας που κινεί τον ανεμιστήρα της εξωτερικής μονάδας και του συμπιεστή είναι πολλαπλών ταχυτήτων και μπορεί να δουλέψει σε πιο ψηλές στροφές, ώστε να καλύψει μεγαλύτερες απαιτήσεις από τον ανεμιστήρα της εξωτερικής μονάδας. Άρα δεν υπάρχει λόγος να αντικατασταθεί από μεγαλύτερο μοντέλο.

Το κόστος απόκτησης ενός ισχυρότερου κινητήρα για έναν ανεμιστήρα, υπολογίζεται από μια εμπειρική σχέση, λόγω έλλειψης περισσότερων στοιχείων. Η συσχέτιση είναι η εξής:

$$\text{Purchase cost} = \text{baseline cost} \times \left(\frac{\text{P}}{\text{P}_{\text{baseline}}} \right)^{0.6} \quad \textbf{6-1}$$

Το κόστος baseline, σύμφωνα με μικρή έρευνα αγοράς που διεξήχθη, κυμαίνεται από 20000 δρχ. ως 40000 δρχ, περίπου. Επιλέχθηκε μια μέση τιμή 30000 δρχ, για τους υπολογισμούς.

Το λειτουργικό κόστος υπολογίζεται με την ακόλουθη διαδικασία. Η αξονική ισχύς δίνεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$P = \frac{\dot{Q}\,\Delta P}{n} \quad \textbf{6-2}$$

όπου Q(.) η μαζική παροχή του ρευστού, ΔP η πτώση πίεσης και n ο συντελεστής απόδοσης. Επίσης, ισχύουν οι παρακάτω αναλογίες:

$$u^2 \sim \dot{Q}^2$$

$$\Delta P_{\pi\iota\varepsilon\sigma\eta} \sim u^2 \sim \dot{Q}^2 \quad \textbf{6-3,4,5}$$

$$P_{\iota\sigma\chi\acute{\upsilon}\varsigma} \sim \dot{Q} \times \dot{Q}^2 \sim \dot{Q}^3$$

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Άρα:

$$P_{ισχύς} = P_{in}\left(\frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{baseline}}\right)^3 \quad \textbf{6-6}$$

και είναι $P_{in,cond}$=47W, $P_{in,evap}$=70W, με βάση τα στοιχεία του κατασκευαστή.

Σε πρώτο βαθμό, η ανάλυση γίνεται κατασκευάζοντας το διάγραμμα ισχύος ανεμιστήρων – θερμότητα προς διάθεση. Η κλίση του διαγράμματος αυτού, δίνει το COP*, αφού το COP είναι το πηλίκο της θερμότητας προς διάθεση προς το έργο. Υπολογίζοντας την κλίση στα σημεία του διαγράμματος, γίνεται σύγκριση με το COP που προκύπτει από την προσομοίωση, για τις συγκεκριμένες συνθήκες. Αν το COP*>COP, τότε συμφέρει η συγκεκριμένη τεχνική βελτίωση. Στο σημείο που το COP* γίνεται μικρότερο του αντίστοιχου COP, η επένδυση παύει να είναι συμφέρουσα. Με τον τρόπο αυτό, γίνεται η πρώτη εκτίμηση για το που πρέπει να κινηθεί η σχεδιαστική επιλογή.

Σε δεύτερο βαθμό, η ανάλυση γίνεται καθαρά οικονομική. Το κόστος απόκτησης και λειτουργίας υπολογίζεται από τις παραπάνω εξισώσεις. Πρέπει να σημειωθεί, ότι όσο αυξάνει το κόστος κεφαλαίου, τόσο μειώνονται οι απαραίτητες ώρες λειτουργίας της αντλίας θερμότητας για να επιτύχει το επιθυμητό θερμικό αποτέλεσμα κάθε έτος. Ως στάνταρ ώρες λειτουργίας της αντλίας θερμότητας για την περίπτωση baseline, ορίζονται οι 450 ώρες ετησίως, δηλαδή 5 μήνες (χειμερινοί)*30 ημέρες*3 ώρες/ ημέρα. Για να υπολογιστούν οι ώρες λειτουργίας για κάθε σχεδιαστική περίπτωση, διατηρείται σταθερό το γινόμενο θερμότητας προς διάθεση επί τις ώρες λειτουργίας. Αυτό είναι γνωστό για τη baseline περίπτωση, άρα υπολογίζεται εύκολα για κάθε σχεδιαστική επιλογή. Τα ολικά KW ηλεκτρικού ρεύματος που απαιτούνται υπολογίζονται με την πρόσθεση των απαιτήσεων για τους 2 ανεμιστήρες καθώς και για το συμπιεστή. Το ολικό κόστος λειτουργίας υπολογίζεται πολλαπλασιάζοντας τα ολικά KW με τις ώρες λειτουργίας και το κόστος της KWh, που τιμάται 0,0735 US$.

Στη συνέχεια γίνεται ανάλυση με τη μέθοδο του κόστους κύκλου ζωής (life cycle cost). Το LCC είναι το άθροισμα του εγκατεστημένου κόστους καταναλωτή (installed consumer cost, **ICC**) και της παρούσας αξίας των λειτουργικών εξόδων (operating expenses, **OE**) που προεξοφλούνται για όλη τη διάρκεια ζωής (lifetime, N) της εφαρμογής.

$$LCC = ICC + \sum_{t=1}^{N}\frac{OE_t}{(1+r)^t} \quad \textbf{6-7}$$

Αν τα λειτουργικά έξοδα είναι σταθερά στο χρόνο, τότε η εξίσωση απλοποιείται:

$$LCC = ICC + PWF \times OE \quad \textbf{6-8}$$

όπου έχει οριστεί ο παράγοντας παρούσας αξίας (present worth factor):

$$PWF = \sum_{t=1}^{N}\frac{1}{(1+r)^t} = \frac{1}{r}\left[1-\frac{1}{(1+r)^N}\right] \quad \textbf{6-9}$$

Ο LCC υπολογίζεται για κάθε τάξη για τα χρόνια εκμετάλλευσης, με εφαρμογή του προεξοφλητικού επιτοκίου (discount rate), r. Για τον οικιακό τομέα, το επιτόκιο προεξόφλησης είναι 6%. Παράλληλα, εκτελούνται αναλύσεις ευαισθησίας και για επιτόκια 2% και 15%. Σημειώνεται, ότι συνήθως η ανάλυση για τις αντλίες θερμότητας γίνεται για 12 έτη.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Στη συνέχεια παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της οικονομικοτεχνικής ανάλυσης. Οι συνθήκες της προσομοίωσης είναι 5^{0}C θερμοκρασία περιβάλλοντος και συχνότητα συμπιεστή 80Hz.

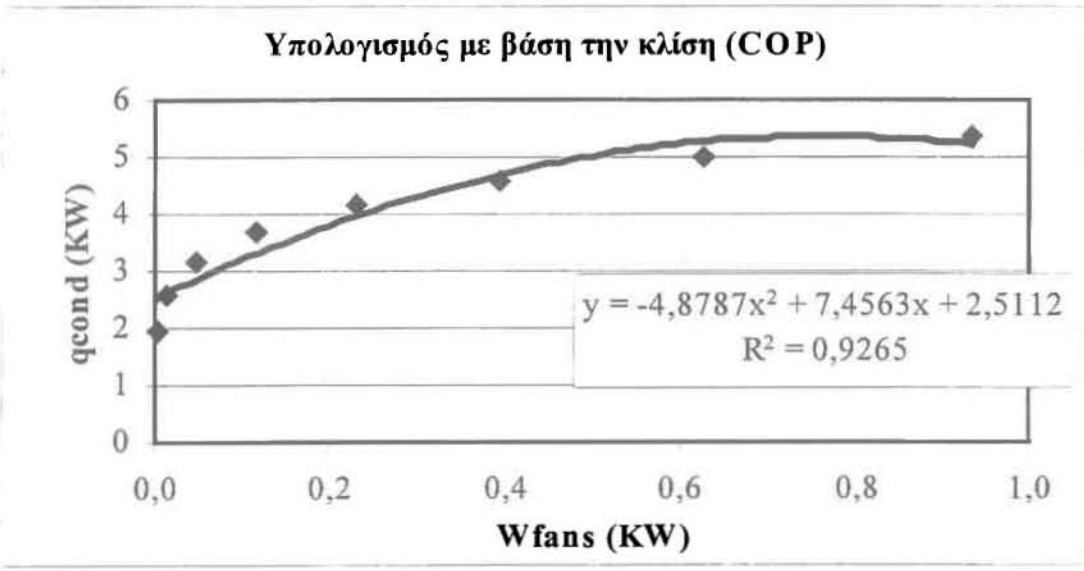
6.2.1. ΜΕΘΟΔΟΣ 1^{Η} – ΣΥΓΚΡΙΣΗ COP ΑΠΟ ΤΗΝ ΚΛΙΣΗ ΤΟΥ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΟΣ

Στον πίνακα που ακολουθεί παρουσιάζονται τα απαραίτητα στοιχεία για τον υπολογισμό που εκτελείται.

Q/Qbasel	Qevap Kg/s	Qcond Kg/s	qcond KW	wcomp KW	Wfans KW	COP	ΚΛΙΣΗ (COP*)
0,25	0,1175	0,0548	1,941	1,032	0,002	1,88	7,438513073
0,5	0,2350	0,1095	2,597	0,954	0,015	2,723	7,314004583
0,75	0,3525	0,1643	3,173	0,925	0,049	3,429	6,976052969
1	0,4700	0,2190	3,686	0,91	0,117	4,049	6,317936667
1,25	0,5875	0,2738	4,152	0,901	0,228	**4,609**	**5,232934115**
1,5	0,7050	0,3285	4,581	0,894	0,394	5,121	3,61432375
1,75	0,8225	0,3833	4,978	0,89	0,625	5,595	1,35538401
2	0,9400	0,4380	5,351	0,886	0,933	6,037	-1,650606667

Πίνακας 6-3: Στοιχεία υπολογισμού του COP* από το διάγραμμα ισχύος ανεμιστήρων – θερμότητας προς διάθεση.

Ακολουθεί το διάγραμμα ισχύος ανεμιστήρων – θερμότητας προς διάθεση.



Σχήμα 6-1: Διάγραμμα ισχύος ανεμιστήρων – θερμότητας προς διάθεση, από το οποίο προκύπτει η κλίση, COP*.

Όπως δείχνει το διάγραμμα και ο πίνακας, **η βέλτιστη επιλογή αντιστοιχεί σε παροχή κατά 1.25 φορές μεγαλύτερη από την παροχή baseline**. Στη συνέχεια το COP* γίνεται μικρότερο του COP. Αυτό δείχνει ότι μία μικρή αύξηση της ισχύος των ανεμιστήρων, μπορεί να οδηγήσει σε σημαντική αύξηση της απόδοσης της αντλίας θερμότητας.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

6.2.2. ΜΕΘΟΔΟΣ 2^H – ΑΝΑΛΥΣΗ ΚΥΚΛΟΥ ΖΩΗΣ (LIFE CYCLE COST, LCC)

Υπό μορφή πινάκων, παρουσιάζονται οι υπολογισμοί που εκτελούνται.

Q/Qbasel	Pfanc (KW)	capital cost $	Pfane (KW)	wcomp KW	Pfans KW	Wολ. KW	t oper. hr	oper.cost $
0,25	0,001	8,247	0,001	1,032	0,002	1,034	854,560	64,935
0,5	0,006	28,717	0,009	0,954	0,015	0,969	638,698	45,470
0,75	0,020	59,581	0,030	0,925	0,049	0,974	522,754	37,432
1	0,047	100,000	0,070	0,910	0,117	1,027	450,000	33,957
1,25	0,091	149,430	0,137	0,901	0,228	1,129	399,494	33,147
1,5	0,158	207,474	0,236	0,894	0,394	1,288	362,083	34,271
1,75	0,250	273,822	0,375	0,890	0,625	1,515	333,206	37,110
2	0,373	348,220	0,560	0,886	0,933	1,819	309,979	41,451

Πίνακας 6-4: Ισχύς ανεμιστήρων συμπυκνωτή (Pfanc) και εξατμιστήρα (Pfane), ολική ισχύς (Wολ), ώρες λειτουργίας ανά έτος (t oper.), λειτουργικό κόστος (oper.cost) και κόστος κεφαλαίου (capital cost).

Έτος	CALC.PWF 2%	CALC.PWF 6%	CALC.PWF 15%	PWF 2%	PWF 6%	PWF 15%
1	0,980	0,943	0,870	10,575	8,384	5,421
2	0,961	0,890	0,756			
3	0,942	0,840	0,658			
4	0,924	0,792	0,572			
5	0,906	0,747	0,497			
6	0,888	0,705	0,432			
7	0,871	0,665	0,376			
8	0,853	0,627	0,327			
9	0,837	0,592	0,284			
10	0,820	0,558	0,247			
11	0,804	0,527	0,215			
12	0,788	0,497	0,187			

Πίνακας 6-5: Υπολογισμός του παράγοντα παρούσας αξίας για κάθε επιτόκιο προεξόφλησης, για 12 έτη.

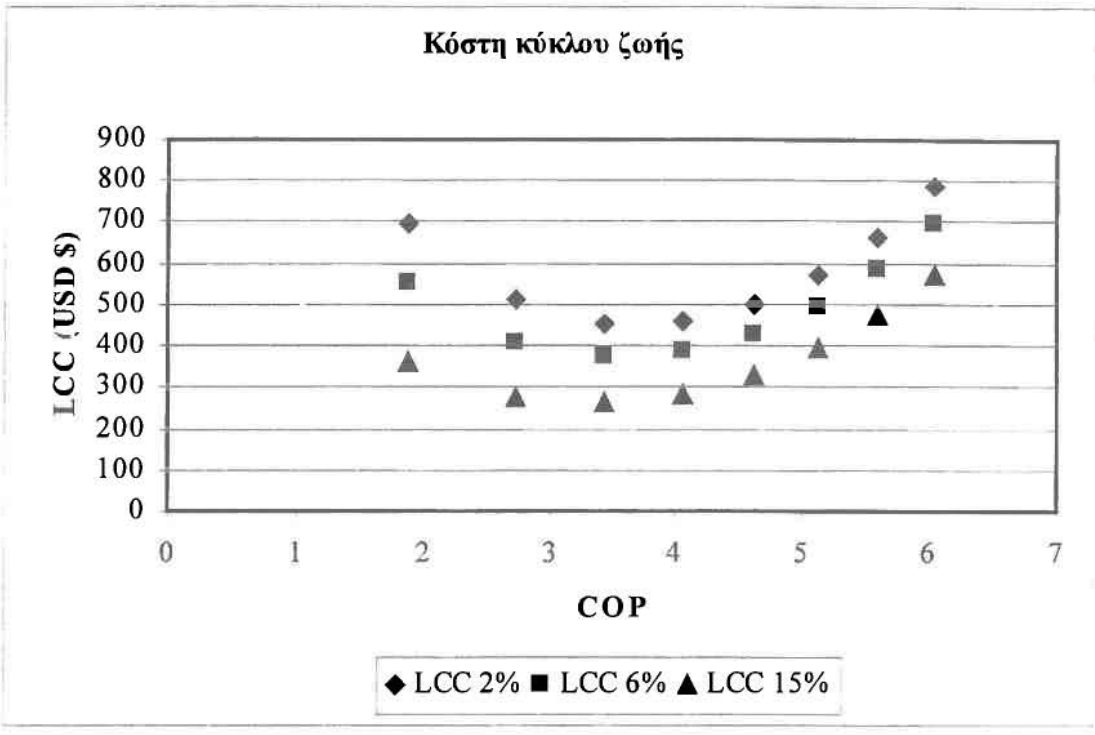
Στον επόμενο πίνακα παρουσιάζεται ο υπολογισμός του κόστους κύκλου ζωής για κάθε επιτόκιο και σχεδιαστική επιλογή και αμέσως μετά η γραφική παράσταση του κόστους κύκλου ζωής με το COP.

Q/Qbasel.	capital cost $	oper.cost $	LCC 2%	LCC 6%	LCC 15%	COP
0,25	8,247	64,935	694,952	552,648	360,232	1,88
0,5	28,717	45,470	509,573	409,927	275,190	2,723
0,75	59,581	37,432	**455,436**	**373,404**	**262,485**	3,429
1	100,000	33,957	459,107	384,690	284,068	4,049

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

1,25	149,430	33,147	499,967	427,326	329,105	4,609
1,5	207,474	34,271	569,902	494,797	393,244	5,121
1,75	273,822	37,110	666,270	584,944	474,980	5,595
2	348,220	41,451	786,576	695,737	572,909	6,037

Πίνακας 6-6: Υπολογισμός του κόστους κύκλου ζωής για κάθε επιτόκιο και σχεδιαστική επιλογή.



Σχήμα 6-2: Διάγραμμα COP με το κόστος κύκλου ζωής.

Όπως δείχνει το διάγραμμα και ο πίνακας, **η βέλτιστη επιλογή αντιστοιχεί σε παροχή κατά 0.75 φορές μικρότερη από την παροχή baseline**. Σύμφωνα με την ανάλυση αυτή, μία μικρή μείωση της ισχύος των ανεμιστήρων, μπορεί να οδηγήσει σε αύξηση των κερδών για τον καταναλωτή.

6.2.3. ΣΧΟΛΙΑΣΜΟΣ ΤΩΝ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ

Με την πρώτη μέθοδο, της κλίσης – COP*, βρέθηκε ότι ο βέλτιστος λόγος παροχής αέρα ως προς τις baseline συνθήκες παροχής είναι 1.25. Η μέθοδος αυτή λαμβάνει υπόψη το λειτουργικό κόστος, αλλά όχι και το κόστος κεφαλαίου των διαφορετικών σχεδιαστικών επιλογών.

Με τη δεύτερη μέθοδο, της ανάλυσης κόστους κύκλου ζωής, βρέθηκε ότι ο βέλτιστος λόγος παροχής αέρα ως προς τις baseline συνθήκες παροχής είναι 0.75.

Από τα αποτελέσματα φαίνεται ότι οι βέλτιστες συνθήκες λειτουργίας του κλιματιστικού είναι πολύ κοντά στις συνθήκες αρχικής σχεδίασης, baseline. Είναι φανερό ότι οι κατασκευαστές δεν επιλέγουν τυχαία τις συνθήκες λειτουργίας των αντλιών θερμότητας που κατασκευάζουν. Μάλιστα, πολλοί από αυτούς διατείνονται ότι τα κλιματιστικά τους είναι ήδη βελτιστοποιημένα και δεν επιδέχονται σημαντικές βελτιώσεις.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Ωστόσο, όσον αφορά την ανάλυση του κόστους κύκλου ζωής, χρειάζεται μια πιο προσεκτική εξέταση των αποτελεσμάτων. Όπως δείχνει ο πίνακας και η γραφική παράσταση, σε 12 έτη ένα νοικοκυριό επιβαρύνεται μόνο λίγα δολάρια επιπλέον, ώστε να μεταβεί στην επόμενη σχεδιαστική επιλογή. Για παράδειγμα, επιβαρύνεται 11 δολάρια και 57 δολάρια ώστε από τη βέλτιστη οικονομικά επιλογή (για 6% επιτόκιο) να μεταβεί αντιστοίχως στην επόμενη και τη μεθεπόμενη επιλογή. Ίσως τελικά, τα ποσά αυτά σε ένα χρονικό ορίζοντα 12 ετών να είναι μην είναι και τόσο σημαντικά, αλλά αυτό δε θα κριθεί στην παρούσα μελέτη.

Πρέπει επίσης να σημειωθεί, ότι σε μια προχωρημένη ανάλυση, πρέπει να ληφθούν και άλλοι παράγοντες υπόψη. Ένας σημαντικός παράγοντας, είναι αν η προκειμένη μέθοδος θέρμανσης είναι η μοναδική μέθοδος θέρμανσης του συγκεκριμένου χώρου ή εφαρμόζονται κι άλλες μέθοδοι θέρμανσης, όπως σύστημα κεντρικής θέρμανσης. Στην περίπτωση αυτή, θα έπρεπε να ληφθεί υπόψη και η εξοικονόμηση ενέργειας ή η σπατάλη που προκύπτει για τις υπόλοιπες μεθόδους που χρησιμοποιούνται παράλληλα. Επιπλέον, πρέπει να λαμβάνεται υπόψη, όταν είναι διαθέσιμα τα κατάλληλα στοιχεία, το κόστος συντήρησης. Τέλος, τα τιμολόγια των επιχειρήσεων ηλεκτρισμού συνήθως προβλέπουν χαμηλότερη χρέωση σε ώρες μη αιχμής, κάτι που πρέπει να λαμβάνεται υπόψη, ανάλογα με τις ώρες λειτουργίας της αντλίας θερμότητας.

Τέλος, μια πρόταση για περαιτέρω μελέτη της συγκεκριμένης περίπτωσης, είναι να γίνει έλεγχος μόνο του ανεμιστήρα της εξωτερικής μονάδας. Όπως σημειώνεται στην αρχή της παραγράφου 6.2, η ισχύς του ανεμιστήρα αυτού μπορεί να μεταβληθεί χωρίς να χρειάζεται αντικατάσταση κινητήρα. Αυτό ισχύει, επειδή κινείται από το ισχυρό μοτέρ του συμπιεστή, που μπορεί να δουλέψει σε μεγαλύτερες στροφές, ώστε να καλύπτει τις αυξημένες απαιτήσεις του ανεμιστήρα αυτού. Με τον τρόπο αυτό, το μόνο κόστος που μεταβάλλεται είναι το λειτουργικό κόστος και όχι το κόστος κεφαλαίου, αφού δεν αντικαθίσταται κανένα εξάρτημα. Ενδεχομένως, η στροφή προς την κατεύθυνση αυτή να αποβεί πιο επωφελής για τον καταναλωτή.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7

ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ ΚΑΙ ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ

7.1. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Κατά την έναρξη της παρούσας μεταπτυχιακής εργασίας παραδόθηκε ένα υπολογιστικό μοντέλο, κωδικοποιημένο σε γλώσσα FORTRAN-77. Το μοντέλο αυτό προσομοίωνε τη **λειτουργία θέρμανσης μιας αντλίας θερμότητας**. Πιο συγκεκριμένα, της αντλίας θερμότητας που είναι εγκατεστημένη στο εργαστήριο Φυσικών & Χημικών Διεργασιών του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας.

Η παρούσα μεταπτυχιακή εργασία πρόσθεσε στο προϋπάρχον υπολογιστικό μοντέλο ορισμένες νέες δυνατότητες. Η σημαντική αλλαγή που προέκυψε είναι ο υπολογισμός, μέσα από το πρόγραμμα, των συντελεστών μετάδοσης θερμότητας του εξατμιστήρα και του συμπυκνωτή (Κεφάλαιο 3). Οι ολικοί συντελεστές μετάδοσης θερμότητας των 2 εναλλακτών υπολογίζονται με τη μέθοδο των θερμικών αντιστάσεων, αφού πρώτα έχουν υπολογιστεί οι επιμέρους θερμικές αντιστάσεις. Οι αντιστάσεις αυτές υπολογίζονται με βάση συσχετίσεις της βιβλιογραφίας (Κεφάλαιο 2), που υπεισέρχονται στο μοντέλο με τη μορφή υπορουτινών. Αφορούν, κυρίως, τους συντελεστές μετάδοσης θερμότητας από την πλευρά του αέρα και από την πλευρά του ψυκτικού σε κάθε εναλλάκτη. Σημειώνεται ότι ο συμπυκνωτής χωρίζεται σε 2 ιδεατά τμήματα. Στο 1ο τμήμα κυκλοφορεί υπέρθερμο ψυκτικό, ενώ στο 2ο τμήμα το ψυκτικό βρίσκεται σε κατάσταση διφασικού μίγματος υγρού και ατμών.

Πριν την ολοκλήρωση της εργασίας αυτής, εμπειρικές τιμές των συντελεστών μετάδοσης θερμότητας εισάγονταν στο μοντέλο ως δεδομένα εισόδου. Με την ολοκλήρωση της εργασίας, το πρόγραμμα υπολογίζει τους συντελεστές αυτούς και στη συνέχεια τους χρησιμοποιεί για τους κύριους υπολογισμούς που εκτελεί.

Το μοντέλο χρησιμοποιεί μια σειρά από δεδομένα που αφορούν συνθήκες του περιβάλλοντος – θερμοκρασίες εισόδου αέρα στους εναλλάκτες, γεωμετρικά χαρακτηριστικά του συστήματος, παροχές αέρα και φυσικές ιδιότητες στις συνθήκες αυτές. Υποθέτει στην αρχή τις θερμοκρασίες ισορροπίας στις 2 πιέσεις λειτουργίας (χαμηλή και υψηλή). Ως αποτελέσματα, δίνει για ορισμένη συχνότητα λειτουργίας του συμπιεστή και καθορισμένες θερμοκρασίες περιβάλλοντος, τα ακόλουθα:

- Θερμότητα προς διάθεση.
- Συντελεστή απόδοσης, COP.
- Θερμοκρασία εξόδου αέρα από το συμπυκνωτή.
- Θερμοκρασία εξόδου αέρα από τον εξατμιστήρα.
- Πίεση ισορροπίας στο συμπυκνωτή.
- Πίεση ισορροπίας στον εξατμιστήρα.
- Έργο συμπιεστή.
- Μαζική παροχή ψυκτικού.
- Επιμέρους και ολικούς συντελεστές μετάδοσης θερμότητας στα 3 τμήματα (όπως περιγράφηκαν και νωρίτερα) των δύο εναλλακτών θερμότητας.

Οι προσομοιώσεις με το βελτιωμένο μοντέλο για τη λειτουργία της θέρμανσης, δίνουν τα ακόλουθα αποτελέσματα (Κεφάλαιο 4).

⇒ Η **συχνότητα λειτουργίας του συμπιεστή** αποτελεί τον παράγοντα που ρυθμίζει τις τιμές των μεγεθών που μετρούνται.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

⇒ Με αύξηση της συχνότητας λειτουργίας του συμπιεστή τα μετρούμενα μεγέθη μεταβάλλονται ως ακολούθως, για συνθήκες θέρμανσης και με σταθερή θερμοκρασία περιβάλλοντος:

- Η θερμότητα προς διάθεση αυξάνεται.
- Το έργο συμπίεσης αυξάνεται.
- Ο συντελεστής απόδοσης COP αυξάνεται ως ένα μέγιστο και στη συνέχεια μειώνεται. Μάλιστα, αυξάνεται για πολύ χαμηλές εξωτερικές θερμοκρασίες και μειώνεται σταδιακά σε υψηλότερες εξωτερικές θερμοκρασίες.
- Η θερμοκρασία εξόδου του αέρα από το συμπυκνωτή αυξάνεται.
- Η πίεση του συμπυκνωτή αυξάνεται.
- Η μαζική παροχή του ψυκτικού αυξάνεται.
- Η θερμοκρασία εξόδου του αέρα από τον εξατμιστήρα μειώνεται.
- Η πίεση του εξατμιστήρα μειώνεται.
- Η μεταβολή των ολικών συντελεστών μετάδοσης θερμότητας είναι ανεπαίσθητα αυξητική, σχεδόν μηδενική.

⇒ Εξίσου σημαντική είναι και η **επίδραση της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος**. Με αύξηση της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος, τα μετρούμενα μεγέθη μεταβάλλονται ως ακολούθως, για συνθήκες θέρμανσης και με σταθερή συχνότητα συμπιεστή:

- Η θερμότητα προς διάθεση αυξάνεται.
- Το έργο συμπίεσης αυξάνεται.
- Ο συντελεστής απόδοσης COP αυξάνεται.
- Η θερμοκρασία εξόδου του αέρα από το συμπυκνωτή αυξάνεται.
- Η πίεση του συμπυκνωτή αυξάνεται.
- Η μαζική παροχή του ψυκτικού αυξάνεται.
- Η θερμοκρασία εξόδου του αέρα από τον εξατμιστήρα αυξάνεται.
- Η πίεση του εξατμιστήρα αυξάνεται.
- Η μεταβολή των ολικών συντελεστών μετάδοσης θερμότητας είναι ανεπαίσθητα αυξητική, σχεδόν μηδενική.

Στη συνέχεια, με βάση βιβλιογραφική ανασκόπηση σχετικής έρευνας για το DOE – USA (Κεφάλαιο 5), πραγματοποιείται μια προκαταρκτική οικονομική αξιολόγηση της αντλίας θερμότητας (Κεφάλαιο 6). Για να βελτιωθεί η απόδοση μιας αντλίας θερμότητας πρέπει να βελτιωθούν οι επιφάνειες εναλλαγής θερμότητας ή να αυξηθούν οι συντελεστές μετάδοσης θερμότητας ή να γίνουν βελτιώσεις στο συμπιεστή, τους ανεμιστήρες, το ψυκτικό και τα συστήματα ελέγχου.

Στην παρούσα εργασία, διαφαίνεται (Κεφάλαιο 4) ότι η αύξηση της ισχύος των ανεμιστήρων των 2 εναλλακτών έχει πολύ θετικές επιδράσεις στη θερμότητα προς διάθεση και το COP. Για το λόγο αυτό εξετάζεται αυτή η περίπτωση, με δυο διαφορετικές μεθόδους.

Με την πρώτη μέθοδο, της κλίσης – COP*, βρέθηκε ότι ο βέλτιστος λόγος παροχής αέρα ως προς τις baseline συνθήκες παροχής είναι 1.25. Η μέθοδος αυτή λαμβάνει υπόψη το λειτουργικό κόστος, αλλά όχι και το κόστος κεφαλαίου των διαφορετικών σχεδιαστικών επιλογών.

Με τη δεύτερη μέθοδο, της ανάλυσης κόστους κύκλου ζωής, βρέθηκε ότι ο βέλτιστος λόγος παροχής αέρα ως προς τις baseline συνθήκες παροχής είναι 0.75.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Από τα αποτελέσματα φαίνεται ότι οι βέλτιστες συνθήκες λειτουργίας του κλιματιστικού είναι πολύ κοντά στις συνθήκες αρχικής σχεδίασης, baseline. Είναι φανερό ότι οι κατασκευαστές δεν επιλέγουν τυχαία τις συνθήκες λειτουργίας των αντλιών θερμότητας που κατασκευάζουν. Μάλιστα, πολλοί από αυτούς διατείνονται ότι τα κλιματιστικά τους είναι ήδη βελτιστοποιημένα και δεν επιδέχονται σημαντικές βελτιώσεις.

7.2. ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ

Οπωσδήποτε, το υπολογιστικό μοντέλο παρουσιάζει ορισμένες ατέλειες στη μορφή που παραδίνεται αυτή τη στιγμή. Οι ατέλειες αυτές μπορούν να βελτιωθούν μέσα από επόμενες εργασίες, που θα εκπονηθούν στη συγκεκριμένη περιοχή. Η εμπειρία του εργαστηρίου Φυσικών & Χημικών Διεργασιών στο ευρύ αντικείμενο των αντλιών θερμότητας είναι πλέον μεγαλύτερη, μετά από 4 εργασίες που έχουν εκπονηθεί σε αυτή την επιστημονική περιοχή. Παρ' όλα αυτά, όπως θα φανεί και από τις προτάσεις που ακολουθούν, ένα τόσο ευρύ επιστημονικό πεδίο δεν εξαντλείται εύκολα.

Ορισμένες προτάσεις για συνέχιση της έρευνας παρουσιάζονται στη συνέχεια:

1. Να γίνει μοντελοποίηση της βαλβίδας εκτόνωσης, ώστε να χρησιμοποιηθεί μια πιο αποτελεσματική σχέση από την ήδη χρησιμοποιούμενη. Με τον τρόπο αυτό θα απαλειφθεί από τις εξισώσεις και ο εμπειρικός παράγοντας vneck, που ενσωματώνει όλη την άγνοια για την πτώση πίεσης στον τριχοειδή σωλήνα. Αυτό είναι αρκετά δύσκολο, αφού πρόκειται για χειρισμό διφασικού μίγματος του ψυκτικού.
2. Να υπολογιστεί η συνολική ποσότητα του ψυκτικού μέσα στην αντλία θερμότητας. Αυτό μπορεί να συντελέσει στην προσθήκη μίας ακόμη εξίσωσης για τον έλεγχο του συστήματος. Η εξίσωση αυτή θα είναι και πιο αξιόπιστη. Η συνολική ποσότητα ψυκτικού μπορεί να υπολογιστεί αν χωριστεί σε τμήματα η αντλία θερμότητας, όπως γίνεται ήδη στο πρόγραμμα. Σε κάθε τμήμα θα πρέπει να είναι γνωστά ο όγκος που καταλαμβάνει το ψυκτικό και ο ειδικός όγκος του. Από αυτά, μπορεί να υπολογιστεί η μάζα του ψυκτικού σε κάθε τμήμα και, κατά συνέπεια, σε όλο το σύστημα.
3. Να επεκταθεί η προσομοίωση του συμπυκνωτή και σε τρίτο τμήμα, το τμήμα του υπόψυκτου ψυκτικού, πριν την έξοδο από το συμπυκνωτή. Βέβαια, το τμήμα αυτό είναι μικρό και εκτιμάται ότι η συνεισφορά του δε θα είναι σημαντική και δε θα επιφέρει αξιοσημείωτες αλλαγές.
4. Να πραγματοποιηθεί σύγκριση των αποτελεσμάτων του μοντέλου με τα πειραματικά αποτελέσματα προηγούμενων εργασιών (Πανούτσος Χ., δες βιβλιογραφία), ώστε να διαπιστωθούν τυχόν προβλήματα ή παραλείψεις.
5. Να δοθεί περισσότερο βάρος στην οικονομική ανάλυση του συστήματος, με πιο εμπεριστατωμένη και πλήρη μελέτη οικονομικής σκοπιμότητας για πολλές σχεδιαστικές επιλογές. Το υπόβαθρο υπάρχει στην παρούσα εργασία και είναι σκόπιμο να αξιοποιηθεί. Όπως προτείνεται και στο τέλος του κεφαλαίου 6, να διερευνηθεί σε μεγαλύτερο βάθος και η περίπτωση αλλαγής ισχύος του ανεμιστήρα της εξωτερικής μονάδας.

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑΤΑ

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 1.

ΤΟ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΟ ΜΟΝΤΕΛΟ ΣΕ ΚΩΔΙΚΑ FORTRAN 77

```
c       YPOLOGISMOS SYNTELESTON METADOSIS THERMOTITAS
c       STATHERH SYXNOTHTA SYMPIESTH
**********************************
c       KAI ANOIGMA ARXEIOY          Βόλος, 11/99
c
c       VARIABLES
c       ---------
c       tc1     : fluid temperature at condenser inlet
c       tc2     : fluid temperature at condenser outlet
c       dtsc    : subcooling at condenser outlet
c       tc_eq   : equilibrium temperature at condenser pressure
c       pc_eq   : condenser pressure

c       tev1    : fluid temperature at evaporator inlet
c       tev2    : fluid temperature at evaporator outlet
c       dtsh    : superheating at evaporator exit
c       tev_eq  : equilibrium temperature at evaporator pressure
c       pev_eq  : evaporator pressure

c       vneck   : coefficient of expansion valve

c       pol     : index of polytropic compression
c       svol    : compressor swept volume
c       rvol    : compressor clearance volume ratio
c       ccomp   : compression volumetric coefficient
c       freq    : rotational speed, rad/s
c       xmf     : mass flow rate of refrigerant, kg/s

c       tca1    : inlet air temperature to condenser
c       tca2    : outlet air temperature from condenser
c       xmc     : air mass flow rate in condenser
c       cpc     : specific heat of air in condenser
c       areac   : surface area of condenser
c       coefc2  : overall heat transfer coefficient of condenser (quality 1 to 0)
c       coefc1  : overall heat transfer coefficient of condenser (superheated part)


c       teva1   : inlet air temperature to evaporator
c       teva2   : outlet air temperature from evaporator
c       xmev    : air mass flow rate in evaporator
c       cpev    : specific heat of air in evaporator
c       areaev  : surface area of evaporator
c       coefev  : overall heat transfer coefficient of evaporator
c
    Implicit Real (a-h,k,m,o-z)
```


Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

```
      Dimension xe(2),dxe(2),ye(2),ye1(2),aj(2,2)

c--------
c  Common blocks
c--------
      common/cond/tc_eq,pc_eq,hc1,hc2,tc1,tc2,sc1,
     + coefc1,coefc2,areac,xmc,cpc,tca1,tca2,coefrc1,coefrc2,coefairc
      common/evap/tev_eq,pev_eq,hev1,hev2,tev1,tev2,sev2,
     + coefev,areaev,xmev,cpev,teva1,teva2,coefrev,coefaire
      common/pres/svol,rvol,ccomp,freq,xmf,pol,
     +          nref,dtsh,vneck,qcond,qevap,wcomp

c--------
c  Read from data file
c--------
      open (11,file='opening')

      read (11,*) nref
      read (11,*) pol
      read (11,*) svol
      read (11,*) rvol
      read (11,*) ccomp
      read (11,*) dtsh
      read (11,*) vneck
      read (11,*) tca1
      read (11,*) xmc
      read (11,*) cpc
      read (11,*) areac
      read (11,*) xmev
      read (11,*) cpev
      read (11,*) areaev

      close (11)

      open (14,file='syntelestes')
         open (79,file='olikoi syntel')
c         arxeia dokimon apotelesmaton (c:refr-cond,csuprht:superh.ref-cond,e:ref-
evap,ca:air-cond,ea:air-evap)
          open (99,file='c')
         open (98,file='csuprht')
         open (97,file='e')
         open (96,file='ca')
         open (95,file='ea')
c         telos arxeion dokimon
          write (14,15) 'teva1','coefc1','coefc2','coefev','coefrc1',
     + 'coefrc2','coefairc','coefrev','coefaire','xmf'
          write (79,*) 'allev  allc1  allc2  areac1  areac2'
15    format (x,a5,8(2x,a8,4x),a4,2x)
```


Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

```
**********************************************************************

c              EISAGOGH SYXNOTHTAS SYMPIESTH

       write (*,*)'ENTER COMPRESOR FREQUENCY (min=41.514Hz)'
       read (*,*) freq

c
c                              ANOIGMA ARXEIOY ME TA APOTELESMATA
c
c
       open(13,file='apo')
       write(13,101)'frequency=',freq
 101   format(a10,f6.1)

    write(13,50)'teva1','qcond','COP','tca2','teva2','pc_eq',
      + 'pev_eq','wcomp'
  50  format(x,a5,6x,a5,6x,a3,4x,a4,x,a5,3x,a5,6x,a6,6x,a5)


c       THERMOKRASIA PERIVALLONTOS
c

       do 1 teva1=-3,10


c**********************************************************************


c--------
c  Input of initial guess
c--------

     xe(1)=60.
     xe(2)=5.


c=========
c  Newton iteration
c=========
     do iter=1,100

c--------
c  Check of convergence
c--------
     test=0.
     call equation(xe,ye)
      do icheck=1,2
      test1=abs(ye(icheck))
      if(test1.gt.test) test=test1
```


Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

```
        enddo
c       write(6,*) iter,test
       if(test.le.0.0001) goto99

c--------
c  Jacobian matrix
c--------
       dxmin=0.001
        do j=1,2
        xe(j)=xe(j)+dxmin
        call equation(xe,ye1)
          do i=1,2
          aj(i,j)=(ye1(i)-ye(i))/dxmin
          enddo
        xe(j)=xe(j)-dxmin
        enddo

c--------
c  New iteration
c--------
       det=aj(1,1)*aj(2,2)-aj(1,2)*aj(2,1)

       dxe(1)=(ye(1)*aj(2,2)-ye(2)*aj(1,2))/det
       dxe(2)=(ye(2)*aj(1,1)-ye(1)*aj(2,1))/det

        do jj=1,2
        xe(jj)=xe(jj)-dxe(jj)
        enddo

c       write(6,*) 'tc_eq=',xe(1)
c       write(6,*) 'tev_eq=',xe(2)
c       write(6,*)

c--------
c  Conclusion of Newton iteration
c--------
       enddo
       write(6,*) 'Newton iteration did not converge'

 99   continue

      call final(ecompr,cop)
c*****************************************************************
        write(13,51)teva1,qcond,cop,tca2,teva2,pc_eq,pev_eq,wcomp
 51     format(x,f4.0,x,f10.3,x,f10.3,x,f4.0,2x,f5.1,x,f10.1,x,f10.1,x,
  +  f8.3)
        write (14,16) teva1,coefc1,coefc2,coefev,coefrc1,coefrc2,coefairc,
        + coefrev,coefaire,xmf
16      format (x,f4.1,8(2x,f10.7,2x),f4.3)
   1 continue
```


Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

```
c*******************************************************************
      stop
      end


c=====================
c  Subroutine equation
c=====================
      subroutine equation(xe,ye)

      Implicit Real (a-h,k,m,o-z)

      dimension xe(2),ye(2)

c--------
c  Common blocks
c--------
      common/cond/tc_eq,pc_eq,hc1,hc2,tc1,tc2,sc1,
     + coefc1,coefc2,areac,xmc,cpc,tca1,tca2,coefrc1,coefrc2,coefairc
      common/evap/tev_eq,pev_eq,hev1,hev2,tev1,tev2,sev2,
     + coefev,areaev,xmev,cpev,teva1,teva2,coefrev,coefaire
      common/pres/svol,rvol,ccomp,freq,xmf,pol,
     +          nref,dtsh,vneck,qcond,qevap,wcomp

c--------
c  Constants
c--------
      pi=3.141592654
      xpol=1./pol

      tc_eq=xe(1)
      tev_eq=xe(2)

c--------
c  Computation of equilibrium pressures
c--------
      call fluids('SI',tc_eq,pc_eq,hc_veq,sc_veq,1.,
     +          vc_veq,u,mu,mk,nref,15)          ! evaluation of pc_eq,pev_eq
      call fluids('SI',tev_eq,pev_eq,hev_veq,sev_veq,1.,
     +          vev_veq,u,mu,mk,nref,15)         ! properties at due point

c--------
c  Properties at compressor inlet
c--------
      tev2=tev_eq+dtsh
      call fluids('SI',tev2,pev_eq,hev2,sev2,xev2,
     +          vvev2,u,mu,mk,nref,12)

c--------
c  Compressor outlet specific volume
```


Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

```
c--------
      vvc1=vvev2*(pev_eq/pc_eq)**xpol

c--------
c   Properties at compressor outlet
c--------
      call fluids('SI',tc1,pc_eq,hc1,sc1,xc1,
     +           vvc1,u,mu,mk,nref,26)

c--------
c   Refrigerant mass flow rate
c--------
      zz=1.+rvol*(1.-(pc_eq/pev_eq)**xpol)
      xmf=ccomp*svol*freq*zz/vvev2

          call refhtcsh
          call airhtc
          rcs1=18.71/coefrc1
          rcs2=1.0/coefairc
          rcs3=16.23/14.195
          rcs4=6.013/100000.0
          ms=sqrt(2.0*coefairc/0.08)
          fineffs=atan(ms*0.025)/(ms*0.025)
          temprs5=coefairc*(fineffs+0.06567)
          rcs5=(1.0-fineffs)/temprs5
          tempc1=rcs1+rcs2+rcs3+rcs4+rcs5
          coefc1=1.0/tempc1

          call refhtc
          call airhtc
          rc1=18.71/coefrc2
          rc2=1.0/coefairc
          rc3=16.23/14.195
          rc4=6.013/100000.0
          mc=sqrt(2.0*coefairc/0.08)
          fmeffc=atan(mc*0.025)/(mc*0.025)
          temprc5=coefairc*(fineffc+0.06567)
          rc5=(1.0-fmeffc)/temprc5
          tempc2=rc1+rc2+rc3+rc4+rc5
          coefc2=1.0/tempc2

          call refhtev
          call airhtev
          rev1=15.42/coefrev
          rev2=1.0/coefaire
          rev3=13.38/14.195
          rev4=6.155/100000.0
          me=sqrt(2.0*coefaire/0.08)
          fineffe=atan(me*0.025)/(me*0.025)
          tempre5=coefaire*(fmeffe+0.081)
```


Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

```
          rev5=(1.0-fineffe)/tempre5
          tempev=rev1+rev2+rev3+rev4+rev5
      coefev=1.0/tempev
c         write (*,*) fmeffs,fmeffc,fineffe
          write (*,*) rcs1,rcs2,rc1,rc2,rev1,rev2
c--------
c  Computation of evaporator
c--------
      allev=0.699*coefev*areaev
          yy=allev/xmev/cpev
      effev=1.-exp(-yy)
      qevap=xmev*cpev*effev*(teva1-tev_eq)

c--------
c  Computation of condenser
c--------
          allc2=1.15*coefc2*areac
      xx=allc2/xmc/cpc        ! Initial estimate of qcond
      effc=1.-exp(-xx)
      qcond=xmc*cpc*(tc_eq-tca1)*effc

      do i=1,20

       tca2=tca1+qcond/xmc/cpc

        if(i.ne.1) then
          test=abs(tca2-told)
          if(test.le.0.01) goto 19
        endif

       told=tca2
       qcond1=xmf*(hc1-hc_veq)
       tca3=tca2-qcond1/xmc/cpc
       dt1=tc1-tca2
       dt2=tc_eq-tca3
       dtln1=(dt1-dt2)/alog(dt1/dt2)
       areac1=qcond1/coefc1/dtln1
       areac2=areac-areac1
           allc1=0.894*coefc1*areac1
       allc2=1.15*coefc2*areac2
           xx=allc2/xmc/cpc
       effc=1.-exp(-xx)
       qcond2=xmc*cpc*(tc_eq-tca1)*effc
       qcond=qcond1+qcond2
           write (79,*) allev,allc1,allc2,areac1,areac2
      enddo

c--------
c  Specific enthalpy at condenser exit
c--------
```


Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

```
 19     hc2=hc1-qcond/xmf

c=============
c  EQUATIONS
c=============
c--------
c  Equation 1: Expansion valve
c--------
      ye(1)=1.e-3*sqrt(pc_eq-pev_eq)-vneck*xmf

c--------
c  Equation 2: (h_evap_in)-(h_evap_out)+(q_evap)=0
c--------
      ye(2)=xmf*(hc2-hev2)+xmev*cpev*effev*(teva1-tev_eq)

      return
      end

c==================
c  Subroutine final
c==================
      subroutine fmal(ecompr,cop)

      Implicit Real (a-h,k,m,o-z)

c--------
c  Common blocks
c--------
      common/cond/tc_eq,pc_eq,hc1,hc2,tc1,tc2,sc1,
     +   coefc1,coefc2,areac,xmc,cpc,tca1,tca2,coefrc1,coefrc2,coefairc
       common/evap/tev_eq,pev_eq,hev1,hev2,tev1,tev2,sev2,
     +  coefev,areaev,xmev,cpev,teva1,teva2,coefrev,coefaire
       common/pres/svol,rvol,ccomp,freq,xmf,pol,
     +          nref,dtsh,vneck,qcond,qevap,wcomp

c--------
c  Constants
c--------
      pi=3.141592654
      xpol=1./pol


c  CALCULATION OF COMPRESSOR EFFICIENCY
c  AND AIR OUTLET TEMPERATURE
c  ==========================================

c--------
c  Isentropic compression
c--------
      call fluids('SI',tis_c1,pc_eq,his_c1,sev2,xis_c1,
```


Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

```
     +          vvis_c1,u,mu,mk,nref,24)
      ecompr=(his_c1-hev2)/(hc1-hev2)

      tca2=tca1+qcond/cpc/xmc
      teva2=teva1-qevap/cpev/xmev


c  CALCULATION OF COP
c  ==================

      wcomp=xmf*(hc1-hev2)
      cop=qcond/wcomp


c  CALCULATION OF CONDENSER SUBCOOLING (by computing cpr_c)
c  AND EVAPORATOR INLET QUALITY
c  ========================================

      call fluids('SI',tc2,pc_eq,hc2,sc2,xc2,
     +          vvc2,u,mu,mk,nref,23)


      tder=tc_eq-5.
      call fluids('SI',tc_eq,pc_eq,hc_leq,sc_leq,0.,
     +          vc_leq,u,mu,mk,nref,15)
      call fluids('SI',tder,pc_eq,hder,sder,xder,
     +          vvder,u,mu,mk,nref,12)

      cpr_c=(hc_leq-hder)/(tc_eq-tder)
      tc2=tc_eq-(hc_leq-hc2)/cpr_c

      hev1=hc2
      call fluids('SI',tev1,pev_eq,hev1,sev1,xev1,
     +          vvev1,u,mu,mk,nref,23)

      dtsc=tc_eq-tc2
          return
      end

c---------------------------------------
c Subroutine for calculation of refrigerant
c heat transfer in condensation
c---------------------------------------
          subroutine refhtc
           Implicit Real (a-h,k,m,o-z)
           common/cond/tc_eq,pc_eq,hc1,hc2,tc1,tc2,sc1,
     +  coefc1,coefc2,areac,xmc,cpc,tca1,tca2,coefrc1,coefrc2,coefairc
      common/evap/tev_eq,pev_eq,hev1,hev2,tev1,tev2,sev2,
     +  coefev,areaev,xmev,cpev,teva1,teva2,coefrev,coefaire
      common/pres/svol,rvol,ccomp,freq,xmf,pol,
```


Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

```
     +           nref,dtsh,vneck,qcond,qevap,wcomp
          cind=0.0053
          pi=3.141592654
          g=4.0*xmf/(pi*cind**2.0)
          call fluids('SI',tc_eq,pc_eq,hcm1,scm1,1
     +           vc1,u1,muc1,mkc1,nref,25)
      call fluids('SI',tcm2,pc_eq,hcm2,scm2,0.,
     +           vc2,u2,muc2,mkc2,nref,25)
          muc1r=muc1*100000.0
          muc2r=muc2*0.00001
          mucm=(muc1r+muc2r)/2.0
          mkcm=(mkc1+mkc2)/2.0
c         cpm=(hc1-hc2)/(tc_eq-tc2)
          prm=1.85
c
c       calculating coeficient one-phase(all-liquid)
c
      rel=g*cind/muc2r
c      cpl=1000.0*hc2/tc2
          prl=2.85
          zrel=rel**0.8
          zprl=prl**0.4
          phlhc=0.023*zrel*zprl*mkc2/cind
          z=(prm**0.4)*((1.0-0.5)/0.5)**0.8
          t2=phlhc*(1.0+3.8/z**0.95)
          coefrc2=(t2+phlhc)/1000.0
          write (99,*) g,muc1,muc2r,mucm,mkcm,prm,rel,prl,zrel,zprl,phlhc,
     + coefrc2
          return
          end

 ---------------------------------------------
c Subroutine for calculation of refrigerant
c heat transfer in condensation-superheated part
 ---------------------------------------------
          subroutine refhtcsh
          Implicit Real (a-h,k,m,o-z)
          common/cond/tc_eq,pc_eq,hc1,hc2,tc1,tc2,sc1,
     + coefc1,coefc2,areac,xmc,cpc,tca1,tca2,coefrc1,coefrc2,coefairc
      common/evap/tev_eq,pev_eq,hev1,hev2,tev1,tev2,sev2,
     +  coefev,areaev,xmev,cpev,teva1,teva2,coefrev,coefaire
          common/pres/svol,rvol,ccomp,freq,xmf,pol,
     +           nref,dtsh,vneck,qcond,qevap,wcomp
          pi=3.141592654
          cind=0.0053
      call fluids('SI',tc1,pc_eq,hc1,sc1,xc1,
     +           vc_g1,u,muc_g1,mkc_g1,nref,12)
      call fluids('SI',tc_eq,pc_eq,hc_g2,sc_g2,1.,
     +           vc_g2,u,muc_g2,mkc_g2,nref,15)
      muc_gm=100000.0*muc_g2
```

C----------

C----------

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

```
          mkc_gm=mkc_g2
          cpc_gm=(hc1-hc_g2)/(tc1-tc_eq)
c         prcgm=muc_gm*cpc_gm/mkc_gm
          prcgm=0.778
      g=4.0*xmf/(pi*cind**2.0)
          temp1=(g*cind/muc_gm)**0.8
          temp2=(prcgm**0.4)*mkc_gm/cind
     coefrc1=0.023*temp1*temp2/1000.0
        write (98,*) cpc_gm,muc_g1,muc_g2,muc_gm,mkc_gm,prcgm,coefrc1
          return
          end


c----------------------------------------
c Subroutine for calculation of refrigerant
c heat transfer in evaporation
c----------------------------------------
          subroutine refhtev
          Implicit Real (a-h,k,m,o-z)
          common/cond/tc_eq,pc_eq,hc1,hc2,tc1,tc2,sc1,
     +  coefc1,coefc2,areac,xmc,cpc,tca1,tca2,coefrc1,coefrc2,coefairc
       common/evap/tev_eq,pev_eq,hev1,hev2,tev1,tev2,sev2,
     + coefev,areaev,xmev,cpev,teva1,teva2,coefrev,coefaire
       common/pres/svol,rvol,ccomp,freq,xmf,pol,
     +           nref,dtsh,vneck,qcond,qevap,wcomp
          pi=3.141592654
          gw=9.81
          cind=0.00826
        g=4.0*xmf/(pi*cind**2.0)
          call fluids('SI',tev_eq,pev_eq,hev1,sev1,0.,
     +           vcev1,u,muev1r,mkev1,nref,15)
       call fluids('SI',tev2,pev_eq,hev2,sev2,1.,
     +           vcev2,u,muev2r,mkev2,nref,15)
      hfg=hev2-hev1
          qtemp=xmf*hfg+xmf*1.2550*5.0
          q=qtemp/areaev
c         q=qevap/areaev
     bo=q/(g*hfg)
        fr=(g*vcev1)**2.0/(cind*gw)
          muev1=muev1r*0.00001
          rel=g*0.5*cind/muev1
     cpl=1255.0
     prl=muev1*cpl/mkev1
          phlhev=0.023*(rel**0.8)*(prl**0.4)*mkev1/cind
          co=((1.0-0.5)/0.5)**0.8*(vcev1/vcev2)**0.5
          if (co.lt.0.65) then
        c1=1.136
        c2=-0.9
        c3=667.2
        else
```


Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

```
          c1=0.6683
          c2=-0.2
          c3=1058.0
          endif
          ev=c1*(co**c2)*((25.0*fr)**(0.3))+c3*(bo**0.7)*1.5
          temprev=phlhev*ev
           coefrev=(temprev+phlhev)/1000.0
          write (97,*) muev1,mkev1,vcev1,vcev2,g,hfg,bo,fr,rel,cpl,prl,
     + phlhev,co,qevap,q,coefrev
      return
          end
c---------------------------------------
c Subroutine for calculation of air
c heat transfer in condensation
c---------------------------------------
           subroutine airhtc
           common/cond/tc_eq,pc_eq,hc1,hc2,tc1,tc2,sc1,
     +    coefc1,coefc2,areac,xmc,cpc,tca1,tca2,coefrc1,coefrc2,coefairc
       common/evap/tev_eq,pev_eq,hev1,hev2,tev1,tev2,sev2,
     +  coefev,areaev,xmev,cpev,teva1,teva2,coefrev,coefaire
       common/pres/svol,rvol,ccomp,freq,xmf,pol,
     +           nref,dtsh,vneck,qcond,qevap,wcomp
            pi=3.141592654
             sfrt=16.23
          outdm=0.00635
          airsurf=0.6*12.0*(0.022-outdm)
            airden=1.105
            airmu=0.0000175
            airk=0.025
          aircp=1.0
            prair=0.704
            airvel=xmc/(airden*airsurf)
      reair=airden*airvel*outdm/airmu
            tempa=0.2618*reair**(-0.4)
            tempb=sfrt**(-0.15)
            airj=0.0014+tempa*tempb
            coefairc=airj*airden*airvel*aircp*prair**(-0.667)
          write (96,*) airvel,reair,airj,coefairc
          return
          end
c---------------------------------------
c Subroutine for calculation of air
c heat transfer in evaporation
c---------------------------------------
           subroutine airhtev
            common/cond/tc_eq,pc_eq,hc1,hc2,tc1,tc2,sc1,
     +  coefc1,coefc2,areac,xmc,cpc,tca1,tca2,coefrc1,coefrc2,coefairc
       common/evap/tev_eq,pev_eq,hev1,hev2,tev1,tev2,sev2,
     + coefev,areaev,xmev,cpev,teva1,teva2,coefrev,coefaire
       common/pres/svol,rvol,ccomp,freq,xmf,pol,
```


Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

```
     +          nref,dtsh,vneck,qcond,qevap,wcomp
              pi=3.141592654
               sfrt=13.38
             outdm=0.00952
             airsurf=0.6462*19.0*(0.025-outdm)
               airden=1.105
               airmu=0.0000175
               airk=0.025
             aircp=1.0
               prair=0.704
               airvel=xmev/(airden*airsurf)
          reair=airden*airvel*outdm/airmu
               tempa=0.2618*reair**(-0.4)
               tempb=sfrt**(-0.15)
               airj=0.0014+tempa*tempb
                coefaire=airj*airden*airvel*aircp*prair**(-0.667)
             write (95,*) airvel,reair,airj,coefaire
               return
               end

c
c=============================
c R22 refrigerant properties
c=============================
c
      SUBROUTINE FLUIDS(UNITS,T,P,H,S,X,V,U,MU,K,NREF,ITYPE)
!*************************************************************
!*          THIS SUBROUTINE CALCULATES THE THERMODYNAMIC
PROPERTIES   *
!*    OF MANY DIFFERENT REFRIGERANTS.  THE REFRIGERANT OPTIONS
*
!*    ARE R11,R12,R13,R14,R22,R114,R134a,R500,R502,AND        *
!*      AMMONIA(R717).  THE UNITS VARIABLE TELLS THE SUBROUTINE
*
!*    WHETHER TO USE ENGLISH('EN') OR 'SI' UNITS.  THE        *
!*      VARIABLE NREF REFERS TO THE NUMBER OF THE REFRIGERANT
*
!*    FOR WHICH PROPERTIES ARE WANTED. THE VARIABLE ITYPE     *
!*     TELLS THE ROUTINE WHICH TWO VARIABLES ARE TO BE USED TO
*
!*    CALCULATE THE OTHER PROPERTIES.  THE FIRST NUMBER       *
!*      DENOTES THE FIRST PROPERTY AND THE SECOND DENOTES THE
*
!*    OTHER PROPERTY. THE FIRST PROPERTY IS T AND THE LAST IS  *
!*    U.  THEREFORE, IF P AND S ARE THE KNOWN PROPERTIES, THEN  *
!*    ITYPE IS 24. IF V AND U ARE KNOWN, THEN ITYPE IS 67.     *
!*    TEMPERATURES ARE ENTERED IN EITHER CELSIUS OR FAHRENHEIT
*
!*    DEPENDING ON WHICH UNIT SYSTEM IS TO BE USED.           *
!*                                  *
```


Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

```
!*    ROUTINE MODIFIED BY TIM MCDOWELL, SUMMER 1992          *
!*****************************************************************
      EXTERNAL
THCON,TSCON,SVCON,XVCON,SXCON,HXCON,PSCON,PHCON
      LOGICAL ERROR
      DIMENSION Q(71)
      COMMON /CONST/ Q
          COMMON /LUNITS/LUR,LUW,IFORM,LUK
      DATA IMAX/100/,JMAX/10/,TOL/0.0001/
      REAL MU,K
      CHARACTER*2 UNITS
!
      ERROR=.FALSE.
      IF (UNITS.EQ.'SI') CALL REVERT(V,T,P,H,S,X,U,MU,K)
      CALL FILL(NREF)
      J=ITYPE/10
      L=ITYPE-J*10
      IF(J.NE.1.AND.L.NE.1)GO TO 100
      T=T+Q(44)
!     T,X KNOWN
 100  IF(ITYPE.EQ.51.OR.ITYPE.EQ.15)GO TO 111
!     T,P KNOWN
      IF(ITYPE.EQ.21.OR.ITYPE.EQ.12)GO TO 121
!     T,V KNOWN
      IF(ITYPE.EQ.61.OR.ITYPE.EQ.16)GO TO 131
!     P,V KNOWN
      IF(ITYPE.EQ.62.OR.ITYPE.EQ.26)GO TO 141
!     P,X KNOWN
      IF(ITYPE.EQ.52.OR.ITYPE.EQ.25)GO TO 151
!     T,H GIVEN
      IF(ITYPE.EQ.31.OR.ITYPE.EQ.13)GO TO 161
!     T,S KNOWN
      IF(ITYPE.EQ.14.OR.ITYPE.EQ.41)GO TO 171
!     S,V KNOWN
      IF(ITYPE.EQ.64.OR.ITYPE.EQ.46)GO TO 181
!     V,X KNOWN
      IF(ITYPE.EQ.56.OR.ITYPE.EQ.65)GO TO 191
!     S,X KNOWN
      IF(ITYPE.EQ.45.OR.ITYPE.EQ.54)GO TO 201
!     H,X KNOWN
      IF(ITYPE.EQ.35.OR.ITYPE.EQ.53)GO TO 211
!     P,S KNOWN
      IF(ITYPE.EQ.24.OR.ITYPE.EQ.42)GO TO 221
!     P,H KNOWN
      IF(ITYPE.EQ.23.OR.ITYPE.EQ.32)GO TO 231
!     H,S KNOWN
      IF(ITYPE.EQ.34.OR.ITYPE.EQ.43)GO TO 241
!
!     T,X KNOWN    FIND LIQUID SPECIFIC  VOLUME
!
```


Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

```
111   VL=1./DLIQ(T)
      P=VPR(T)
      CALL SPVOL(T,P,VV)
      V=VL+X*(VV-VL)
      DH=DHLAT(T,VV,VL,P)
      CALL ENTHAL(HV,P,VV,T)
      H=HV-(1.-X)*DH
      DS=DH/T
      CALL ENTROP(SVAP,T,VV)
      S=SVAP-(1.-X)*DS
      GO TO 1000
!
!     T,P KNOWN  FIND VAPOR PRESSURE ASSUME  SUPERHEAT
!
121   CALL SPVOL(T,P,V)
      CALL ENTHAL(H,P,V,T)
      CALL ENTROP(S,T,V)
      X=1.5E+38
      GO TO 1000
!
!     T,V  KNOWN
!
131   IF(T.GT.Q(42))GO TO 22
      PV=VPR(T)
      CALL SPVOL(T,PV,VV)
20    IF(V-VV)21,21,22
21    P=PV
      VL=1./DLIQ(T)
      X=(V-VL)/(VV-VL)
      DH=DHLAT(T,VV,VL,P)
      DS=DH/T
      CALL ENTHAL(HV,P,VV,T)
      H=HV-(1.-X)*DH
      CALL ENTROP(SV,T,VV)
      S=SV-(1.-X)*DS
      GO TO 1000
!     IF SUPERHEAT
22    X=1.5E+38
      P=PR(T,V)
23    CALL ENTHAL(H,P,V,T)
      CALL ENTROP(S,T,V)
      GO TO 1000
!
!     P,V KNOWN
!
141   IF(P.GT.Q(41))GO TO 45
      CALL TSAT(P,TV)
      CALL SPVOL(TV,P,VV)
      IF(V-VV)44,44,45
!     IF SATURATED
```


Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

```
 44   T=TV
      VL=1./DLIQ(T)
      X=(V-VL)/(VV-VL)
      DH=DHLAT(T,VV,VL,P)
      CALL ENTHAL(HV,P,VV,T)
      H=HV-(1.-X)*DH
      DS=DH/T
      CALL ENTROP(SV,T,VV)
      S=SV-(1.-X)*DS
      GO TO 1000
!    IF SUPERHEAT
 45   X=1.5E+38
      ITER=0
      T1=Q(42)
 42   XT=PR(T1,V)-P
      ITER=ITER+1
      DT=DPDT(T1,V)
      T=T1-(XT/DT)
      Z=ABS(T-T1)
      T1=T
      IF(ITER.GT.IMAX) THEN
          ERROR=.TRUE.
          GO TO 43
      ENDIF
      IF(Z-.001)43,43,42
 43   CONTINUE
      CALL ENTHAL(H,P,V,T)
      CALL ENTROP(S,T,V)
      GO TO 1000
!
!    P,X KNOWN
!
 151  CALL TSAT(P,T)
      VL=1./DLIQ(T)
      CALL SPVOL(T,P,VV)
      V=VV-(1.-X)*(VV-VL)
      CALL ENTHAL(HV,P,VV,T)
      DH=DHLAT(T,VV,VL,P)
      H=HV-(1.-X)*DH
      DS=DH/T
      CALL ENTROP(SV,T,VV)
      S=SV-(1.-X)*DS
      GO TO 1000
!
!    T,H KNOWN
!
 161  IF(T.GT.Q(42))GO TO 61
      PV=VPR(T)
      CALL SPVOL(T,PV,VV)
      CALL ENTHAL(HV,PV,VV,T)
```


Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

```
      IF(H-HV)65,65,61
!     FOR SUPERHEAT
 61   X=1.5E+38
      V=Q(43)
      CALL SOLVE(T,H,V,THCON,TOL,IFLAG)
      IF(IFLAG.EQ.1) ERROR=.TRUE.
      P=PR(T,V)
      CALL ENTROP(S,T,V)
      GO TO 1000
!     IF SATURATED
 65   VL=1./DLIQ(T)
      P=PV
      DH=DHLAT(T,VV,VL,P)
      X=1.-(HV-H)/DH
      V=VV-(1.-X)*(VV-VL)
      DS=DH/T
      CALL ENTROP(SV,T,VV)
      S=SV-(1.-X)*DS
      GO TO 1000
!
!     T,S KNOWN
!
 171  PV=VPR(T)
      CALL SPVOL(T,PV,VV)
      CALL ENTROP(SV,T,VV)
      IF(S-SV)75,75,71
!     FOR SUPERHEAT
 71   X=1.5E+38
      V=VV
      CALL SOLVE(T,S,V,TSCON,TOL,IFLAG)
      IF(IFLAG.EQ.1) ERROR=.TRUE.
      P=PR(T,V)
      CALL ENTHAL(H,P,V,T)
      GO TO 1000
 75   VL=1./DLIQ(T)
      P=PV
      DH=DHLAT(T,VV,VL,P)
      DS=DH/T
      X=1.-(SV-S)/DS
      V=VV-(1.-X)*(VV-VL)
      CALL ENTHAL(HV,P,VV,T)
      H=HV-(1.-X)*DH
      GO TO 1000
!
!     S,V KNOWN
!
 181  T=500.
      CALL SOLVE(V,S,T,SVCON,TOL,IFLAG)
      IF(IFLAG.EQ.1) ERROR=.TRUE.
      P=PR(T,V)
```


Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

```
      CALL ENTHAL(H,P,V,T)
      X=1.5E+38
      GO TO 1000
!
!     X,V KNOWN
!
 191  T=500.
      CALL SOLVE(X,V,T,XVCON,TOL,IFLAG)
      IF(IFLAG.EQ.1) ERROR=.TRUE.
      P=VPR(T)
      CALL SPVOL(T,P,VV)
      VL=1./DLIQ(T)
      DH=DHLAT(T,VV,VL,P)
      CALL ENTHAL(HV,P,VV,T)
      H=HV-(1.-X)*DH
      DS=DH/T
      CALL ENTROP(SV,T,VV)
      S=SV-(1.-X)*DS
      GO TO 1000
!
!     S,X KNOWN
!
 201  T=500.
      CALL SOLVE(X,S,T,SXCON,TOL,IFLAG)
      IF(IFLAG.EQ.1) ERROR=.TRUE.
      P=VPR(T)
      CALL SPVOL(T,P,VV)
      VL=1./DLIQ(T)
      V=VV-(1.-X)*(VV-VL)
      CALL ENTHAL(HV,P,VV,T)
      DH=DHLAT(T,VV,VL,P)
      H=HV-(1.-X)*DH
      GO TO 1000
!
!     H,X KNOWN
!
 211  T=500.
      CALL SOLVE(X,H,T,HXCON,TOL,IFLAG)
      IF(IFLAG.EQ.1) ERROR=.TRUE.
      P=VPR(T)
      CALL SPVOL(T,P,VV)
      VL=1./DLIQ(T)
      V=VV-(1.-X)*(VV-VL)
      DS=DHLAT(T,VV,VL,P)/T
      CALL ENTROP(SV,T,VV)
      S=SV-(1.-X)*DS
      GO TO 1000
!
!     P,S KNOWN
!
```


Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

```
 221  IF(P.GT.Q(41))GO TO 15
      CALL TSAT(P,TS)
      CALL SPVOL(TS,P,VV)
      CALL ENTROP(SV,TS,VV)
      IF(S-SV)18,18,15
!     FOR SATURATED
 18    T=TS
      P=VPR(T)
      VL=1./DLIQ(T)
      DH=DHLAT(T,VV,VL,P)
      DS=DH/T
      X=1.-(SV-S)/DS
      V=VL+X*(VV-VL)
      CALL ENTHAL(HV,P,VV,T)
      H=HV-(1.-X)*DH
      GO TO 1000
 15    X=1.5E+38
      T=Q(42)
      CALL SOLVE(P,S,T,PSCON,TOL,IFLAG)
      IF(IFLAG.EQ.1) ERROR=.TRUE.
      CALL SPVOL(T,P,V)
      CALL ENTHAL(H,P,V,T)
      GO TO 1000
!
!     P,H KNOWN
!
 231  IF(P.GT.Q(41))GO TO 12
     CALL TSAT(P,TS)
     CALL SPVOL(TS,P,VV)
      CALL ENTHAL(HV,P,VV,TS)
      IF(H-HV)11,11,12
!     IF SATURATED
 11    T=TS
      P=VPR(T)
      VL=1./DLIQ(T)
      DH=DHLAT(T,VV,VL,P)
      DS=DH/T
      X=1.-(HV-H)/DH
      V=VL+X*(VV-VL)
      CALL ENTROP(SV,T,VV)
      S=SV-(1.-X)*DS
      GO TO 1000
!     IF SUPERHEAT
 12    X=1.5E+38
      T=Q(42)
      CALL SOLVE(P,H,T,PHCON,TOL,IFLAG)
      IF(IFLAG.EQ.1) ERROR=.TRUE.
      CALL SPVOL(T,P,V)
      CALL ENTROP(S,T,V)
      GO TO 1000
```


Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

```
!
!    H,S KNOWN
!
241  T=460.
     P=100.0
     CALL HSCON(T,P,H,S,F,G)
     ENORM=F*F+G*G
     ITER=0
95    ITER=ITER+1
     TOLD=T
     POLD=P
     FOLD=F
     GOLD=G
     T=TOLD+AMAX1(0.001,0.001*TOLD)
     P=POLD+AMAX1(0.001,0.001*POLD)
     CALL HSCON(T,POLD,H,S,F,G)
     DFDT=(F-FOLD)/(T-TOLD)
     DGDT=(G-GOLD)/(T-TOLD)
     CALL HSCON(TOLD,P,H,S,F,G)
     DFDP=(F-FOLD)/(P-POLD)
     DGDP=(G-GOLD)/(P-POLD)
     IF(ABS(DFDT*DGDP).GT.1.E-06 .OR. ABS(DGDT*DFDP).GT.1.E-06) THEN
         DP=2.*(FOLD*DGDT-GOLD*DFDT)/(DFDT*DGDP-DGDT*DFDP)
         DT=2.*(GOLD*DFDP-FOLD*DGDP)/(DFDT*DGDP-DGDT*DFDP)
     ELSE
         DP=0.
         DT=0.
     ENDIF
     J=0
     ELAST=ENORM
98    J=J+1
         DP=DP/2.
         DT=DT/2.
         P=AMAX1(AMIN1(POLD+DP,Q(41)),1.E-06)
         T=AMAX1(AMIN1(TOLD+DT,Q(42)),1.E-06)
         CALL HSCON(T,P,H,S,F,G)
         ENORM=F*F+G*G
     IF(ENORM.GT.ELAST .AND. J.LT.JMAX) GO TO 98
     Z1=ABS(P-POLD)
     Z2=ABS(T-TOLD)
     IF(ITER.GT.IMAX) THEN
         ERROR=.TRUE.
         GO TO 96
     ENDIF
     IF(Z1-.001)96,96,95
96    IF(Z2-.001)97,97,95
97    CONTINUE
     CALL SPVOL(T,P,V)
     X=1.5E+38
     GO TO 1000
```


Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

```
 1000  CONTINUE
       U=H-P*V*(144./778.)
       CALL VISCON(T,X,MU,K)
       T=T-Q(44)
       IF(ERROR) WRITE(LUW,1001) ITYPE,T,P,H,S,X,V
 1001  FORMAT(' ** WARNING - SOLUTION DID NOT CONVERGE **'/4X,
      .     'ITYPE = ',I2,'  T, P, H, S, X, V =',
      .      3(1X,1PE11.3)/33X,3(1X,1PE11.3))
       IF (UNITS.EQ.'SI') CALL CONVERT(V,T,P,H,S,X,U,MU,K)
       RETURN
       END
!
!      SUBROUTINE FOR FINDING SPECIFIC VOLUME
!
       SUBROUTINE SPVOL(TA,PA,VA)
       DIMENSION Q(71)
       COMMON /CONST/ Q
       DATA IMAX/50/
       R=Q(14)
       V1=(R*TA)/PA
       ITER=0
 5     X=PR(TA,V1)-PA
       ITER=ITER+1
       DX=DPDV(TA,V1)
       VA=V1-(X/DX)
       Z=ABS(VA-V1)
       V1=VA
       IF(ITER.GT.IMAX) THEN
          WRITE(LUW,1001) TA,PA,VA,Z
          RETURN
       ENDIF
       IF(Z-.0001)10,10,5
 10    CONTINUE
 1001  FORMAT(' ** WARNING - SUBROUTINE SPVOL, SOLUTION DID NOT
CON',
      .     'VERGE **'/4X,'T, P, V, ABS(V-VLAST) = ',4(1X,1PE11.3))
       RETURN
       END
!
!     SUBROUTINE FOR FINDING ENTHALPY
!
       SUBROUTINE ENTHAL(H,P,V,T)
       DIMENSION Q(71)
       COMMON /CONST/ Q
       XJ=0.185053
       T2=T**2/2.0
       T3=T**3/3.0
       T4=T**4/4.0
       VB=AMAX1(AMIN1(V-Q(15),1.E+05),1.E-05)
       VB2=VB**2*2.0
```


Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

```
      VB3=VB**3*3.0
      VB4=VB**4*4.0
      XKT=Q(31)*T/Q(42)
      EKT=EXP(-XKT)
      AV=Q(32)*V
!     AVOID DIVIDING BY ZERO
      IF(AV.EQ.0.0 .OR. ABS(AV).GT.30.) GO TO 105
      EAV=EXP(AV)
      IF(Q(33).EQ.0.0)GO TO 100
      CLN=Q(33)*(ALOG(1.0+(1.0/(Q(33)*EAV))))
      GO TO 110
  100 CLN=0.0
      GO TO 115
  105 EAV=0.0
      RX=0.0
      RZ=0.0
      CLN=0.0
      GO TO 115
  110 RX=(Q(28)/Q(32))*(1.0/EAV-CLN)
      RZ=Q(30)/(Q(32)*EAV)-Q(30)*CLN/Q(32)
  115 H1=Q(34)*T+Q(35)*T2+Q(36)*T3+Q(37)*T4-Q(38)/(4.0*T2)+XJ*P*V
      H2=XJ*(Q(16)/VB+Q(19)/VB2+Q(22)/VB3+Q(25)/VB4+RX)
      H3=XJ*(Q(18)/VB+Q(21)/VB2+Q(24)/VB3+Q(27)/VB4+RZ)*(1.0+XKT)*EKT
      H=H1+H2+H3+Q(39)
      RETURN
      END
!
!     SUBROUTINE FOR FINDING ENTROPY
!
      SUBROUTINE ENTROP(S,T,V)
      DIMENSION Q(71)
      COMMON /CONST/ Q
      XJ=0.185053
      R=Q(14)
      T2=T**2/2.0
      T3=T**3/3.0
      VB=AMAX1(AMIN1(V-Q(15),1.E+05),1.E-05)
      VB2=2.0*VB**2
      VB3=3.0*VB**3
      VB4=4.0*VB**4
      XKT=Q(31)*T/Q(42)
      EKT=EXP(-XKT)
      AV=Q(32)*V
      IF(AV.EQ.0.0 .OR. ABS(AV).GT.30. .OR. Q(33).EQ.0.0)GO TO 100
      EAV=EXP(AV)
      CLN=Q(33)*ALOG(1.0+(1.0/(Q(33)*EAV)))
      RX=(Q(29)/Q(32))*(1.0/EAV-CLN)
      IF(CLN.GT.1.E-20) THEN
          RZ=(Q(30)/Q(32))*EAV-Q(30)/(Q(32)*CLN)
      ELSE
```


Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

```
          RZ=0.
      ENDIF
      GO TO 110
  100 RX=0.0
      RZ=0.0
      EAV=0.0
      CLN=0.0
  110 G=Q(18)/VB+Q(21)/VB2+Q(24)/VB3+Q(27)/VB4+RZ
      S1=Q(34)*ALOG(T)+Q(35)*T+Q(36)*T2+Q(37)*T3-Q(38)/(2.0*T**2)
      S2=XJ*R*ALOG(VB)
      S3=-XJ*(Q(17)/VB+Q(20)/VB2+Q(23)/VB3+Q(26)/VB4+RX)
      S4=((XJ*Q(31)*EKT)/Q(42))*G
      S=S1+S2+S3+S4+Q(40)
      RETURN
      END
!
!     SUBROUTINE FOR FINDING SATURATION TEMP AT A PRESSURE
!
      SUBROUTINE TSAT(P,TS)
      EXTERNAL PCON
      DATA TOL/0.0001/
!
      TS=500.
      CALL SOLVE(0.,P,TS,PCON,TOL,IFLAG)
      IF(IFLAG.EQ.1) WRITE(LUW,1001)
 1001 FORMAT(' **  WARNING - SUBROUTINE TSAT, SOLUTION DID ',
     .    ' NOT CONVERGE **'/4X,'P, T =',2(1X,1PE11.3))
      RETURN
      END
!
!
!     FUNCTION FOR FINDING LIQUID DENSITY AT A TEMPERATURE
!
      FUNCTION DLIQ(T)
      DIMENSION Q(71)
      COMMON/CONST/Q
      TTC=AMAX1(1.-T/Q(42),0.)
      DLIQ=Q(1)+Q(2)*TTC**(1./3.)+Q(3)*TTC**(2./3.)+Q(4)*TTC
     @    +Q(5)*TTC**(4./3.)+Q(6)*TTC**0.5+Q(7)*TTC**2.
      RETURN
      END
!
!     FUNCTION FOR FINDING VAPOR PRESSURE
!
      FUNCTION VPR(T)
      DIMENSION Q(71)
      COMMON/CONST/Q
      IF(Q(13)-T)701,701,702
  701 PL=Q(8)+Q(9)/T+Q(10)*LOG10(T)+Q(11)*T
      GO TO 703
```


Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

```
 702  PL=Q(8)+Q(9)/T+Q(10)*LOG10(T)+Q(11)*T+Q(12)*((Q(13)-T)/T)
     @*LOG10(Q(13)-T)
 703  VPR=10**PL
      RETURN
      END
!
!     FUNCTION FOR FINDING LATENT HEAT OF VAPORIZATION
!
      FUNCTION DHLAT(T,VG,VF,P)
      DIMENSION Q(71)
      COMMON/CONST/Q
      XJ=0.185053
      XLN10=2.302585093
      XLOGE=0.4342944819
      IF(Q(13)-T)711,711,712
 711  E=Q(12)*(XLOGE/T)
      GO TO 713
 712  E=Q(12)*(XLOGE/T+Q(13)*LOG10(Q(13)-T)/T**2)
 713                                    DHLAT=XJ*T*(VG-VF)*(P*XLN10*(-
Q(9)/T**2+Q(10)/(T*XLN10)+Q(11)-E))
      RETURN
      END
!
!     FUNCTION FINDING PRESSURE
!
      FUNCTION PR(T,V)
      DIMENSION Q(71)
      COMMON/CONST/Q
      RI=Q(14)
      EKT=EXP(-Q(31)*T/Q(42))
      VB=AMAX1(AMIN1(V-Q(15),1.E+05),1.E-05)
      AV=Q(32)*V
      IF(AV.EQ.0. .OR. ABS(AV).GT.30.) THEN
          P5=0.
      ELSE
          EAV=EXP(AV)
          P5=(Q(28)+Q(29)*T+Q(30)*EKT)/(EAV*(1.+Q(33)*EAV))
      ENDIF
      P1=(RI*T)/VB+(Q(16)+Q(17)*T+Q(18)*EKT)/VB**2
      P2=(Q(19)+Q(20)*T+Q(21)*EKT)/VB**3
      P3=(Q(22)+Q(23)*T+Q(24)*EKT)/VB**4
      P4=(Q(25)+Q(26)*T+Q(27)*EKT)/VB**5
      PR=P1+P2+P3+P4+P5
      RETURN
      END
!
!     FUNCTION FOR FINDING DP/DV AT CONST T
!
      FUNCTION DPDV(T,V)
      DIMENSION Q(71)
```


Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

```
      COMMON/CONST/Q
      R=Q(14)
      EKT=EXP(-Q(31)*T/Q(42))
      VB=AMAX1(AMIN1(V-Q(15),1.E+05),1.E-05)
      AV=Q(32)*V
      IF(AV.EQ.0. .OR. ABS(AV).GT.25.) THEN
         RR=0.
      ELSE
         EAV=EXP(AV)
         EAV2=EXP(2.0*AV)
         RR=-(Q(32)*EAV+2.0*Q(32)*Q(33)*EAV2)/(EAV+Q(33)*EAV2)**2
      ENDIF
      DX1=-R*T/VB**2-2.0*(Q(16)+Q(17)*T+Q(18)*EKT)/VB**3
      DX2=-3.0*(Q(19)+Q(20)*T+Q(21)*EKT)/VB**4
      DX3=-4.0*(Q(22)+Q(23)*T+Q(24)*EKT)/VB**5
      DX4=-5.0*(Q(25)+Q(26)*T+Q(27)*EKT)/VB**6
      DX5=(Q(28)+Q(29)*T+Q(30)*EKT)*RR
      DPDV=DX1+DX2+DX3+DX4+DX5
      RETURN
      END
!
!     FUNCTION FINDING DP/DT AT CONST V
!
      FUNCTION DPDT(T,V)
      DIMENSION Q(71)
      COMMON/CONST/Q
      R=Q(14)
      EKT=EXP(-Q(31)*T/Q(42))
      VB=AMAX1(AMIN1(V-Q(15),1.E+05),1.E-05)
      AV=Q(32)*V
      IF(AV.EQ.0. .OR. ABS(AV).GT.30.) THEN
         TERM=0.
      ELSE
         EAV=EXP(AV)
         TERM=(Q(29)-TTC*Q(30))/(EAV*(1.+Q(33)*EAV))
      ENDIF
      TTC=(Q(31)*EKT)/Q(42)
      DT1=R/VB+(Q(17)-TTC*Q(18))/VB**2
      DT2=(Q(20)-TTC*Q(21))/VB**3
      DT3=(Q(22)-TTC*Q(24))/VB**4
      DT4=(Q(26)-TTC*Q(27))/VB**5+TERM
      DPDT=DT1+DT2+DT3+DT4
      RETURN
      END
!
      SUBROUTINE FILL(NREF)
      INTEGER RTYPE(10)
      DIMENSION R717(71),R11(71),R12(71),R13(71),R14(71),R22(71)
      DIMENSION R114(71),R134a(71),R500(71),R502(71),Q(71)
      COMMON /CONST/ Q
```


Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

```
      DATA RTYPE/717,11,12,13,14,22,114,134,500,502/,NRTYPE/10/
      DATA NCOEF/71/,LAST/0/
!
      DATA R717/59.685,-240.50,600.64,-571.28,210.50,0.,0.,-6139.698,
     . 1.6448E1,-0.0008494,3.170,0.,0.,0.63,1.0082E-2,-69.672,3.5956E-2,
     . -1968.529,3.376,-1.3701E-3,128.141,-8.2319E-2,0.,0.,0.,
     . 1.5469E-6,-4.6590E-2,0.,0.,0.,5.475,0.,0.,0.34322,-4.5867E-5,
     . 2.8841E-7,-9.0245E-11,0.,406.728647,-1.02202503,1640,729.77,
     . 0.06816,459.69,0.,2.,200.,1000.,3.6575E5,2.9975E4,1.2579E1,
     . -7.0761E-3,240.,390.,2.0822E3,-1.3582E1,3.1014E-2,-2.437E-5,
     . 2.,240.,900.,2.7287E-3,3.0187E-5,1.6195E-7,-6.3697E-11,244.,
     . 406.,1.17130,-0.002315,0.,0./
!
      DATA R11/34.57,57.63811,43.6322,-42.82356,36.70663,0.,0.,
     . 42.14702865,-4344.343807,-12.84596753,4.0083725E-03,0.0313605356,
     . 862.07,0.078117,0.00190,-3.126759,1.318523E-03,-35.76999,
     . -0.025341,4.875121E-05,1.220367,1.687277E-03,-1.805062E-06,
     . 0.,-2.358930E-05,2.448303E-08,-1.478379E-04,1.057504E08,
     . -9.472103E04,0.,4.50,580.,0.,0.023815,2.798823E-04,-2.123734E-07,
     . 5.999018E-11,-336.80703,50.5418,-0.0918395,639.5,848.07,0.028927,
     . 459.67,0.,1.,200.,380.,0.43547E-6,511.161E-6,-50128.E-6,0.,
     . 230.,500.,17578.,-151.49,0.44774,-4.4568E-4,2.,270.,420.,
     . 0.00597101,2.28456E-5,0.,0.,165.,390.,0.86824485,-2.81E-4,0.,0./
!
      DATA R12/34.84,53.341187,0.,18.69137,0.,21.98396,-3.150994,
     . 39.88381727,-3436.632228,-12.47152228,4.73044244E-03,0.,0.,
     . 0.088734,0.0065093886,-3.40972713,1.59434848E-03,-56.7627671,
     . 0.0602394465,-1.87961843E-05,1.31139908,-5.4873701E-04,0.,0.,0.,
     . 3.468834E-09,-2.54390678E-05,0.,0.,0.,5.475,0.,0.,8.0945E-03,
     . 3.32662E-04,-2.413896E-07,6.72363E-11,0.,39.556551,
     . -0.016537936,596.9,693.3,0.0287,459.7,0.,1.,250.,470.,
     . 0.75309E-6,188.969E-6,-803.786E-6,0.,170.,340.,9621.3,-89.526,
     . 0.28593,-3.0681E-4,1.,244.45,477.78,313.340951,2.967962841E5,
     . 4.340553017E7,0.,144.,344.,0.1782729,-0.000366,0.,0./
!
      DATA R13/36.06996,54.395124,0.,8.512776,0.,25.879906,9.589006,
     . 25.967975,-2709.538217,-7.17234391,2.545154E-03,0.280301091,
     . 546.0,0.102728,0.0048,-3.083417,2.341695E-03,-18.212643,0.058854,
     . -5.671268E-05,.571958,-1.026061E-03,1.338679E-06,0.,5.290649E-06,
     . -7.395111E-09,-3.874233E-05,7.378601E07,-7.435565E04,0.,4.0,625.,
     . 0.,0.01602,2.823E-04,-1.159E-07,0.,0.,20.911,-0.05676,561.3,
     . 543.62,0.02772,459.69,0.,0.,200.,300.,6152.7,-68.413,0.2656,
     . -3.511E-4,1.,220.,423.,0.41108E-6,328.51E-6,-27963.E-6,1.,222.23,
     . 533.34,394.5134982,1.679399269E5,4.243215045E7,0.,94.,270.,
     . 0.1922843,-0.000522,0.,0./
!
      DATA R14/39.06,69.568489,4.5866114,36.1716662,-8.058986,0.,0.,
     . 20.71545389,-2467.505285,-4.69017025,6.4798076E-04,0.770707795,
     . 424.,0.1219336,0.0015,-2.162959,2.135114E-03,-18.941131,
     . 4.404057E-03,1.282818E-05,0.539776,1.921072E-04,-3.918263E-07,
```


Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

```
     . 0.,-4.481049E-06,9.062318E-09,-4.836678E-05,5.838823E07,
     . -9.263923E04,0.,4.,661.199997,0.,0.0300559282,2.3704335E-04,
     . -2.85660077E-08,-2.95338805E-11,0.,86.102162,0.36172528,543.16,
     . 409.5,0.0256,459.69,0.,0.,-1.,0.,0.,0.,0.,0.,230.,500.,
     . 0.64625E-6,103.E-6,-3.42714E-6,1.,2.,144.26,533.15,
     . -0.006291594,7.40511E-5,0.,0.,140.,210.,0.2155348,0.000792,
     . 0.,0./
!
      DATA R22/32.76,54.634409,36.74892,-22.2925657,20.4732886,0.,0.,
     . 29.35754453,-3845.193152,-7.8610322,2.1909390E-03,
     . 0.445746703,686.1,0.124098,0.002,-4.353547,2.407252E-03,
     . -44.066868,-0.017464,7.62789E-05,1.483763,2.310142E-03,
     . -3.605723E-06,0.,-3.724044E-05,5.355465E-08,-1.845051E-04,
     . 1.363387E08,-1.672612E05,0.,4.2,548.2,0.,0.02812836,2.255408E-04,
     . -6.509607E-08,0.,257.341,62.4009,-0.0453335,721.91,664.5,
     . 0.030525,459.69,0.,0.,170.,360.,5765.2,-53.815,0.17657,
     . -1.9663E-4,250.,440.,0.61943E-6,239.551E-6,-7605.74E-6,1.,2.,
     . 233.,644.,-0.007,6.E-5,0.,0.,144.,340.,0.23530925,-0.000495,
     . 0.,0./
!
      DATA R114/36.32,61.146414,0.,16.418015,0.,17.476838,1.119828,
     . 27.071306,-5113.7021,-6.3086761,6.91003E-04,0.78142111,768.35,
     . 0.062780807,0.005914907,-2.3856704,1.0801207E-03,-6.5643648,
     . 0.034055687,-5.3336494E-06,0.16366057,-3.857481E-04,0.,0.,
     . 1.6017659E-06,6.2632341E-10,-1.0165314E-05,0.,0.,0.,3.,0.,0.,
     . 0.0175,3.49E-04,-1.67E-07,0.,0.,25.3396621,-0.11513718,477.2,
     . 753.97,0.027531,459.69,0.,0.,170.,410.,36213.,-335.24,1.0344,
     . -1.0556E-3,230.,500.,0.51357E-6,434.124E-6,-41996.E-6,1.,2.,
     . 283.,673.,6.1999E-3,-3.6584E-5,1.9178E-7,-7.9248E-11,183.,
     . 360.,0.14229215,-0.000261,0.,0./
!
      DATA R134a/31.976,51.16709,63.90010,-72.21399,49.30054,0.,0.,
     . -6.03623E3,1.64299E1,-1.61558E-3,2.78366,0.,0.,0.1051781,
     . 0.005535127,-4.447446,0.002352,-131.4301,0.08630833,
     . -2.961652E-5,3.856549,-0.1001713E-2,0.,0.,-1.063691E-6,
     . 1.079076E-8,-0.3137839E-3,0.,0.,0.,5.475,0.,0.,0.02597217,
     . 0.00033646,-9.37488E-8,0.,0.,50.373666,-0.094348,589.8,637.65,
     . 0.03127346,459.68,0.,2.,280.,433.,-5.46570359E7,4.93532754E5,
     . -1.23854989E3,1.11163505,250.,355.,5663.5,-45.178,1.2616E-1,
     . -1.2065E-4,2.,250.,350.,29.742E-3,-0.17962E-3,0.42648E-6,0.,
     . 293.,350.,0.2049,-0.000417438,0.,0./
!
      DATA R500/31.0,43.562,74.709,-87.583,56.483,0.,0.,17.780935,
     . -3422.69717,-3.63691,5.0272207E-04,0.4629401,695.57,0.10805,
     . 0.006034229,-4.549888,2.308415E-03,-92.90748,0.08660634,
     . -3.141665E-05,2.742282,-8.726016E-04,0.,0.,-1.375958E-06,
     . 9.149570E-09,-2.102661E-04,0.,0.,0.,5.475,0.,0.,0.026803537,
     . 2.8373408E-04,-9.7167893E-08,0.,0.,46.4734,-0.09012707564,646.3,
     . 681.59,0.032256,459.67,0.,0.,200.,370.,6595.3,-59.043,0.18478,
     . -1.9714E-4,240.,390.,-2.22841E6,0.052918E6,-1.57563E1,2.,-1.,
```


Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

```
    . -1.,-1.,-1.,-1.,-1.,-1.,290.,335.,0.1922211,-0.000394,0.,0./
!
     DATA R502/35.0,53.48437,63.86417,-70.08066,48.47901,0.,0.,
    . 10.64495494,-3671.15381257,-0.36983496,-0.0017463519,0.81611391,
    . 654.,0.096125,0.00167,-3.2613344,0.0020576287,-24.24879,
    . 0.034866748,-0.86791313E-05,0.33274779,-8.5765677E-04,
    . 7.0240549E-07,0.022412368,8.8368967E-06,-7.9168095E-09,
    . -3.7167231E-04,-3.8257766E07,5.5816094E04,1.5378377E09,4.2,609.,
    . 7.E-07,0.020419,2.996802E-04,-1.409043E-07,2.210861E-11,0.,
    . 35.308,-0.07444,591.,639.56,0.028571,459.67,0.,0.,200.,350.,
    . 5897.9,-52.528,0.16488,-1.7785E-4,220.,390.,0.6997E-6,
    . 192.77E-6,20.394E-6,1.,2.,228.,380.,-0.01118,1.25755E-4,
    . -2.68221E-7,3.44533E-10,280.,320.,0.18100165,-0.000391,0.,0./
!
     IGO=0
     DO 5 I=1,NRTYPE
       IGO=IGO+1
       IF(NREF.EQ.RTYPE(IGO)) GO TO 100
 5   CONTINUE
!
     WRITE(LUW,11)
 11  FORMAT(///' ** ERROR - NO PROPERTIES FOR THIS REFRIGERANT **')
     STOP
!
 100 IF(IGO.EQ.LAST) RETURN
     LAST=IGO
     GO TO (105,110,120,130,140,150,160,167,170,180) ,IGO
!
 105 DO 108 T=1,NCOEF
       Q(I)=R717(I)
 108 CONTINUE
     GO TO 500
!
 110 DO 115 I=1,NCOEF
       Q(I)=R11(I)
 115 CONTINUE
     GO TO 500
!
 120 DO 125 I=1,NCOEF
       Q(I)=R12(I)
 125 CONTINUE
     GO TO 500
!
 130 DO 135 I=1,NCOEF
       Q(I)=R13(I)
 135 CONTINUE
     GO TO 500
!
 140 DO 145 I=1,NCOEF
       Q(I)=R14(I)
```


Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

```
 145  CONTINUE
      GO TO 500
!
 150  DO 155 I=1,NCOEF
        Q(I)=R22(I)
 155  CONTINUE
      GO TO 500
!
 160  DO 165 I=1,NCOEF
        Q(I)=R114(I)
 165  CONTINUE
      GO TO 500
!
 167  DO 168 I=1,NCOEF
        Q(I)=R134a(I)
 168  CONTINUE
      GO TO 500
!
 170  DO 175 I=1,NCOEF
        Q(I)=R500(I)
 175  CONTINUE
      GO TO 500
!
 180  DO 185 I=1,NCOEF
        Q(I)=R502(I)
 185  CONTINUE
!
 500  CONTINUE
      RETURN
      END
!
!
      SUBROUTINE SOLVE(Y1,Y2,XNEW,FUNC,TOL,IFLAG)
      EXTERNAL FUNC
      DATA IMAX/100/,JMAX/10/
!
      IFLAG=0
!
!
! Iterate using Newton's method with damping
!
      ITER=0
      CALL FUNC(Y1,Y2,XNEW,FNEW)
!
5     ITER=ITER+1
!
! Determine numerical approximation to derivative
!
      X=XNEW
      F=FNEW
```


Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

```
!
      XNEW=X+AMAX1(TOL,X*TOL)
      CALL FUNC(Y1,Y2,XNEW,FNEW)
      DFDX=(FNEW-F)/(XNEW-X)
      DX=2.*F/DFDX
!
! Determine new guess but don't accept if there is an increase in
! the residual error ---> "damping"
!
      J=0
 40   CONTINUE
      J=J+1
      DX=DX/2.
      XNEW=X-DX
      CALL FUNC(Y1,Y2,XNEW,FNEW)
      IF(ABS(FNEW).GT.ABS(F) .AND. J.LT.JMAX) GO TO 40
 70   CONTINUE
!
! Check for convergence
!
      ERROR=ABS(DX/XNEW)
      IF(ERROR.GT.TOL .AND. ABS(DX).GT.1.E-06
     .   .AND. ITER.LT.IMAX) GO TO 5
!
      IF(ITER.EQ.IMAX) IFLAG=1
      RETURN
      END
!
      SUBROUTINE THCON(T,H,V,F)
      P=PR(T,V)
      CALL ENTHAL(HNEW,P,V,T)
      F=HNEW-H
      RETURN
      END
!
      SUBROUTINE TSCON(T,S,V,F)
      CALL ENTROP(SNEW,T,V)
      F=SNEW-S
      RETURN
      END
!
      SUBROUTINE SVCON(V,S,T,F)
      CALL ENTROP(SNEW,T,V)
      F=SNEW-S
      RETURN
      END
!
      SUBROUTINE XVCON(X,V,T,F)
      P=VPR(T)
      CALL SPVOL(T,P,VV)
```


Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

```
      VL=1./DLIQ(T)
      F=VV-(1.-X)*(VV-VL)-V
      RETURN
      END
!
      SUBROUTINE SXCON(X,S,T,F)
      P=VPR(T)
      CALL SPVOL(T,P,VV)
      VL=1./DLIQ(T)
      CALL ENTROP(SVAP,T,VV)
      DS=DHLAT(T,VV,VL,P)/T
      F=SVAP-(1.-X)*DS-S
      RETURN
      END
!
      SUBROUTINE HXCON(X,H,T,F)
      P=VPR(T)
      CALL SPVOL(T,P,VV)
      VL=1./DLIQ(T)
      CALL ENTHAL(HV,P,VV,T)
      F=HV-(1.-X)*DHLAT(T,VV,VL,P)-H
      RETURN
      END
!
      SUBROUTINE PSCON(P,S,T,F)
      CALL SPVOL(T,P,V)
      CALL ENTROP(SNEW,T,V)
      F=SNEW-S
      RETURN
      END
!
      SUBROUTINE PHCON(P,H,T,F)
      CALL SPVOL(T,P,V)
      CALL ENTHAL(HNEW,P,V,T)
      F=HNEW-H
      RETURN
      END
!
      SUBROUTINE PCON(DUM,P,T,F)
      F=VPR(T)-P
      RETURN
      END
!
      SUBROUTINE HSCON(T,P,H,S,F,G)
      CALL SPVOL(T,P,V)
      CALL ENTROP(SGUESS,T,V)
      CALL ENTHAL(HGUESS,P,V,T)
      F=SGUESS-S
      G=HGUESS-H
      RETURN
```


Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

```
      END
!
      SUBROUTINE VISCON(T,X,MU,K)
      DIMENSION Q(71)
      COMMON /CONST/ Q
      REAL MU,K
!
      TK=T/1.8
      IF (X.GE.1) THEN
        MU=Q(49)+Q(50)*TK+Q(51)*TK**2+Q(52)*TK**3
        MU=MU/1.E12
        K=Q(62)+Q(63)*TK+Q(64)*TK**2+Q(65)*TK**3
        RETURN
      END IF
      IF (X.LE.0) THEN
        MU=Q(55)+Q(56)*TK+Q(57)*TK**2+Q(58)*TK**3
        MU=MU/1.E6
        K=Q(68)+Q(69)*TK+Q(70)*TK**2+Q(71)*TK**3
        RETURN
      END IF
      MU=999.
      K=999.
      RETURN
      END
!
      SUBROUTINE CONVERT(V,T,P,H,S,X,U,C,K)
!     IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
!
          REAL K
      V = V*0.0624280
      T = (T-32)*5./9.
      P = P*6.8947E3
      H = H*2.326
      S = S*4.1868
      U = U*2.326
      RETURN
      END
!
      SUBROUTINE REVERT(V,T,P,H,S,X,U,C,K)
!     IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
!
          REAL K
      V = V*16.0185
      T = T*9./5.+32.
      P = P*1.45038E-4
      H = H*0.429923
      S = S*0.238846
      U = U*0.429923
      RETURN
      END
```


Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2. ΑΡΧΕΙΑ ΕΙΣΟΔΟΥ ΚΑΙ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2.1. ΤΟ ΑΡΧΕΙΟ ΕΙΣΟΔΟΥ ΔΕΔΟΜΕΝΩΝ (OPENING)

```
22          nref:type of refrigerant
1.26        pol:polytropic index of compression
0.000013    svol:compressor swept volume
0.0         rvol:compressor clearance volume ratio
0.8         ccomp:compression volumetric coefficient
5.0       dtsh:evaporator outlet superheat
97.             vneck:valve coefficient

22.00       tca1:inlet air temperature to      condenser
0.219       xmc:air mass flow rate in condenser
1.            cpc:specific heat of air in condenser[=]kJ/kgK
6.978       areac:surface area of condenser


0.47        xmev:air mass flow rate in evaporator
1.            cpev:specific heat of air in evaporator[=]kJ/kgK
9.769       areaev:surface area of evaporator
```

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2.2. ΤΟ ΑΡΧΕΙΟ ΤΩΝ ΚΥΡΙΩΝ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ (ΑΡΟ) ΣΤΑ 98 Hz ΣΥΧΝΟΤΗΤΑ ΣΥΜΠΙΕΣΤΗ

frequency= 98.0

teva1	qcond	COP	tca2	teva2	pc_eq	pev_eq	wcomp
-3.	3.434	3.481	38.	-8.2	1663848.0	329202.8	.986
-2.	3.570	3.543	38.	-7.5	1701296.0	333332.5	1.008
-1.	3.707	3.601	39.	-6.7	1739449.0	337494.6	1.030
0.	3.845	3.656	40.	-5.9	1778316.0	341687.9	1.052
1.	3.983	3.708	40.	-5.2	1817922.0	345914.7	1.074
2.	4.122	3.757	41.	-4.4	1858258.0	350171.9	1.097
3.	4.261	3.804	41.	-3.7	1899371.0	354464.8	1.120
4.	4.401	3.848	42.	-2.9	1941224.0	358787.7	1.144
5.	4.541	3.889	43.	-2.2	1983894.0	363146.0	1.168
6.	4.682	3.928	43.	-1.4	2027331.0	367535.9	1.192
7.	4.824	3.965	44.	-.7	2071561.0	371959.1	1.217
8.	4.966	3.999	45.	.1	2116678.0	376415.0	1.242
9.	5.109	4.031	45.	.8	2162537.0	380907.3	1.267
10.	5.252	4.061	46.	1.6	2209256.0	385429.8	1.293

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2.3. ΤΟ ΑΡΧΕΙΟ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ ΜΕ ΤΟΥΣ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΕΣ ΚΑΙ ΤΗ ΜΑΖΙΚΗ ΠΑΡΟΧΗ ΨΥΚΤΙΚΟΥ (SYNTELESTES), 98 Hz

teval	coefc1	coefc2	coefev	coefrc1	coefrc2	coefairc	coefrev	coefaire	xmf
-3.0	.0170654	.0282785	.0318484	.6641654	3.7912420	.0341540	6.8853820	.0354462	.012
-2.0	.0172225	.0282662	.0318695	.6770129	3.7794050	.0341540	6.9497950	.0354462	.012
-1.0	.0173800	.0282535	.0318903	.6901536	3.7672750	.0341540	7.0144820	.0354462	.012
.0	.0175379	.0282403	.0319108	.7035981	3.7548480	.0341540	7.0794190	.0354462	.012
1.0	.0176963	.0282268	.0319310	.7173650	3.7421260	.0341540	7.1446390	.0354462	.013
2.0	.0178551	.0282129	.0319510	.7314599	3.7291070	.0341540	7.2100980	.0354462	.013
3.0	.0180145	.0281986	.0319708	.7459129	3.7158000	.0341540	7.2758670	.0354462	.013
4.0	.0181744	.0281840	.0319903	.7607219	3.7022180	.0341540	7.3418690	.0354462	.013
5.0	.0183350	.0281689	.0320095	.7759246	3.6883280	.0341540	7.4081730	.0354462	.013
6.0	.0184961	.0281534	.0320285	.7915213	3.6741690	.0341540	7.4747220	.0354462	.013
7.0	.0186579	.0281375	.0320473	.8075370	3.6597480	.0341540	7.5415440	.0354462	.013
8.0	.0188205	.0281211	.0320658	.8240072	3.6449660	.0341540	7.6086310	.0354462	.014
9.0	.0189837	.0281044	.0320841	.8409289	3.6300310	.0341540	7.6760200	.0354462	.014
10.0	.0191478	.0280872	.0321022	.8583368	3.6147840	.0341540	7.7436390	.0354462	.014

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 3.

ΣΥΓΚΛΙΣΗ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΜΕ ΤΑ ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΤΟΥ ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΗ

teval	qcond real (KW)	qcond model (KW)	pc_eq real (MPa)	pc_eq model (MPa)
-3	3,560	3,434	1,580	1,664
-2	3,690	3,570	1,600	1,701
-1	3,820	3,707	1,648	1,739
0	3,950	3,845	1,710	1,778
1	4,080	3,983	1,743	1,818
2	4,210	4,122	1,790	1,858
3	4,340	4,261	1,838	1,899
4	4,470	4,401	1,885	1,941
5	4,600	4,541	1,933	1,984
6	4,730	4,682	1,980	2,027
7	4,860	4,824	2,028	2,072
8	4,990	4,966	2,075	2,117
9	5,120	5,109	2,123	2,163
10	5,250	5,252	2,170	2,209

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 4. ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΤΗΣ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ

ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ TEVA1=-3^{0}C

freq	qcond	COP	tca2	teva2	pc_eq	pev_eq	wcomp	coefc1	coefc2	coefev	xmf	freq
Hz	KW		^{0}C	^{0}C	MPa	MPa	KW	KW/^{0}Cm$^-$	KW/^{0}Cm^2	KW/^{0}Cm^2	Kg/s	Hz
40	0,515	1,845	24	-3,5	1,029	0,506	0,279	0,013	0,028	0,029	0,007	40
45	0,809	2,404	26	-4	1,087	0,483	0,336	0,013	0,028	0,029	0,008	45
50	1,096	2,772	27	-4,5	1,144	0,462	0,396	0,014	0,028	0,030	0,009	50
55	1,377	3,019	28	-5	1,201	0,443	0,456	0,014	0,028	0,030	0,009	55
60	1,648	3,187	30	-5,4	1,257	0,425	0,517	0,015	0,028	0,031	0,009	60
65	1,91	3,3	31	-5,8	1,313	0,409	0,579	0,015	0,028	0,031	0,01	65
70	2,164	3,376	32	-6,2	1,368	0,394	0,641	0,015	0,028	0,031	0,01	70
75	2,409	3,426	33	-6,6	1,423	0,381	0,703	0,016	0,028	0,031	0,011	75
80	2,645	3,457	34	-7	1,476	0,368	0,765	0,016	0,028	0,031	0,011	80
85	2,874	3,475	35	-7,4	1,530	0,356	0,827	0,016	0,028	0,032	0,011	85
90	3,094	3,483	36	-7,7	1,582	0,345	0,889	0,017	0,028	0,032	0,011	90
95	3,309	3,483	37	-8	1,633	0,335	0,95	0,017	0,028	0,032	0,012	95
100	3,516	3,479	38	-8,3	1,684	0,325	1,011	0,017	0,028	0,032	0,012	100
105	3,717	3,47	39	-8,6	1,734	0,317	1,071	0,017	0,028	0,032	0,012	105
110	3,912	3,458	40	-8,9	1,783	0,308	1,131	0,018	0,028	0,032	0,013	110
115	4,101	3,444	41	-9,2	1,832	0,300	1,191	0,018	0,028	0,032	0,013	115
120	4,286	3,429	42	-9,5	1,880	0,293	1,25	0,018	0,028	0,032	0,013	120

ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ TEVA1=-1^{0}C

freq	qcond	COP	tca2	teva2	pc_eq	pev_eq	wcomp	coefc1	coefc2	coefev	xmf	freq
Hz	KW		^{0}C	^{0}C	MPa	MPa	KW	KW/^{0}Cm^2	KW/^{0}Cm^2	KW/^{0}Cm$^-$	Kg/s	Hz
40	0,716	2,446	25	-1,9	1,072	0,520	0,293	0,013	0,028	0,029	0,008	40
45	1,02	2,891	27	-2,4	1,133	0,496	0,353	0,013	0,028	0,030	0,008	45
50	1,317	3,175	28	-2,9	1,193	0,475	0,415	0,014	0,028	0,030	0,009	50
55	1,604	3,358	29	-3,4	1,253	0,455	0,478	0,014	0,028	0,030	0,009	55
60	1,883	3,476	31	-3,9	1,312	0,437	0,542	0,015	0,028	0,031	0,01	60
65	2,151	3,55	32	-4,3	1,371	0,420	0,606	0,015	0,028	0,031	0,01	65
70	2,41	3,595	33	-4,7	1,429	0,405	0,67	0,016	0,028	0,031	0,01	70
75	2,661	3,62	34	-5,1	1,486	0,390	0,735	0,016	0,028	0,031	0,011	75
80	2,902	3,63	35	-5,5	1,543	0,377	0,8	0,016	0,028	0,031	0,011	80
85	3,136	3,63	36	-5,8	1,598	0,365	0,864	0,017	0,028	0,032	0,011	85
90	3,361	3,622	37	-6,2	1,653	0,354	0,928	0,017	0,028	0,032	0,012	90
95	3,58	3,61	38	-6,5	1,707	0,343	0,992	0,017	0,028	0,032	0,012	95
100	3,791	3,594	39	-6,8	1,761	0,334	1,055	0,017	0,028	0,032	0,012	100
105	3,996	3,576	40	-7,1	1,813	0,324	1,118	0,018	0,028	0,032	0,013	105
110	4,195	3,556	41	-7,4	1,865	0,316	1,18	0,018	0,028	0,032	0,013	110
115	4,388	3,534	42	-7,7	1,916	0,308	1,242	0,018	0,028	0,032	0,013	115
120	4,576	3,512	43	-8	1,966	0,300	1,303	0,018	0,028	0,032	0,013	120

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ TEVA1=0^0C

freq	qcond	COP	tca2	teva2	pc_eq	pev_eq	wcomp	coefc1	coefc2	coefev	xmf	freq
Hz	KW		°C	°C	MPa	MPa	KW	KW/°Cm²	KW/°Cm²	KW/°Cm²	Kg/s	Hz
40	0,818	2,727	26	-1,1	1,095	0,527	0,3	0,013	0,028	0,029	0,008	40
45	1,127	3,118	27	-1,6	1,156	0,503	0,361	0,014	0,028	0,030	0,008	45
50	1,427	3,362	29	-2,1	1,218	0,481	0,425	0,014	0,028	0,030	0,009	50
55	1,719	3,516	30	-2,6	1,279	0,461	0,489	0,015	0,028	0,030	0,009	55
60	2	3,611	31	-3,1	1,340	0,442	0,554	0,015	0,028	0,031	0,01	60
65	2,272	3,667	32	-3,5	1,401	0,425	0,62	0,015	0,028	0,031	0,01	65
70	2,534	3,697	34	-3,9	1,460	0,410	0,686	0,016	0,028	0,031	0,011	70
75	2,787	3,709	35	-4,3	1,519	0,395	0,751	0,016	0,028	0,031	0,011	75
80	3,032	3,709	36	-4,7	1,577	0,382	0,817	0,017	0,028	0,031	0,011	80
85	3,267	3,701	37	-5,1	1,634	0,370	0,883	0,017	0,028	0,032	0,012	85
90	3,495	3,687	38	-5,4	1,690	0,358	0,948	0,017	0,028	0,032	0,012	90
95	3,716	3,668	39	-5,8	1,745	0,348	1,013	0,017	0,028	0,032	0,012	95
100	3,93	3,647	40	-6,1	1,800	0,338	1,077	0,018	0,028	0,032	0,012	100
105	4,137	3,624	41	-6,4	1,854	0,328	1,141	0,018	0,028	0,032	0,013	105
110	4,337	3,6	42	-6,7	1,907	0,320	1,205	0,018	0,028	0,032	0,013	110
115	4,533	3,575	43	-6,9	1,959	0,311	1,268	0,018	0,028	0,032	0,013	115
120	4,722	3,55	44	-7,2	2,011	0,304	1,33	0,019	0,028	0,032	0,013	120

ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ TEVA1=2^0C

freq	qcond	COP	tca2	teva2	pc_eq	pev_eq	wcomp	coefc1	coefc2	coefev	xmf	freq
Hz	KW		°C	°C	MPa	MPa	KW	KW/°Cm²	KW/°Cm²	KW/°Cm²	Kg/s	Hz
40	1,024	3,253	27	0,5	1,140	0,541	0,315	0,013	0,028	0,029	0,008	40
45	1,342	3,542	28	0	1,205	0,516	0,379	0,014	0,028	0,030	0,009	45
50	1,651	3,712	30	-0,6	1,270	0,493	0,445	0,014	0,028	0,030	0,009	50
55	1,95	3,809	31	-1,1	1,334	0,473	0,512	0,015	0,028	0,030	0,01	55
60	2,238	3,86	32	-1,5	1,398	0,454	0,58	0,015	0,028	0,031	0,01	60
65	2,516	3,882	33	-2	1,462	0,436	0,648	0,016	0,028	0,031	0,01	65
70	2,784	3,885	35	-2,4	1,524	0,420	0,717	0,016	0,028	0,031	0,011	70
75	3,043	3,875	36	-2,8	1,586	0,405	0,785	0,017	0,028	0,031	0,011	75
80	3,292	3,856	37	-3,2	1,647	0,392	0,854	0,017	0,028	0,031	0,012	80
85	3,533	3,833	38	-3,6	1,707	0,379	0,922	0,017	0,028	0,032	0,012	85
90	3,765	3,805	39	-3,9	1,766	0,367	0,989	0,017	0,028	0,032	0,012	90
95	3,99	3,776	40	-4,2	1,824	0,356	1,057	0,018	0,028	0,032	0,012	95
100	4,208	3,745	41	-4,6	1,881	0,346	1,124	0,018	0,028	0,032	0,013	100
105	4,419	3,714	42	-4,9	1,937	0,337	1,19	0,018	0,028	0,032	0,013	105
110	4,624	3,682	43	-5,2	1,993	0,328	1,256	0,018	0,028	0,032	0,013	110
115	4,823	3,651	44	-5,5	2,048	0,319	1,321	0,019	0,028	0,032	0,014	115
120	5,016	3,62	45	-5,7	2,102	0,311	1,386	0,019	0,028	0,032	0,014	120

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ TEVA1=4^{0}C

freq	qcond	COP	tca2	teva2	pc_eq	pev_eq	wcomp	coefc1	coefc2	coefev	xmf	freq
Hz	KW		°C	°C	MPa	MPa	KW	KW/°Cm²	KW/°Cm²	KW/°Cm²	Kg/s	Hz
40	1,232	3,732	28	2,1	1,186	0,556	0,33	0,014	0,028	0,029	0,008	40
45	1,559	3,927	29	1,5	1,255	0,530	0,397	0,014	0,028	0,030	0,009	45
50	1,876	4,028	31	1	1,323	0,506	0,466	0,015	0,028	0,030	0,009	50
55	2,182	4,074	32	0,5	1,391	0,485	0,536	0,015	0,028	0,030	0,01	55
60	2,478	4,086	33	0	1,458	0,465	0,606	0,016	0,028	0,031	0,01	60
65	2,762	4,077	35	-0,4	1,525	0,447	0,678	0,016	0,028	0,031	0,011	65
70	3,036	4,054	36	-0,9	1,591	0,431	0,749	0,016	0,028	0,031	0,011	70
75	3,3	4,024	37	-1,3	1,655	0,415	0,82	0,017	0,028	0,031	0,011	75
80	3,554	3,989	38	-1,7	1,719	0,401	0,891	0,017	0,028	0,032	0,012	80
85	3,8	3,951	39	-2	1,782	0,388	0,962	0,017	0,028	0,032	0,012	85
90	4,037	3,911	40	-2,4	1,844	0,376	1,032	0,018	0,028	0,032	0,012	90
95	4,267	3,872	41	-2,7	1,905	0,365	1,102	0,018	0,028	0,032	0,013	95
100	4,489	3,832	42	-3,1	1,965	0,355	1,171	0,018	0,028	0,032	0,013	100
105	4,704	3,793	43	-3,4	2,024	0,345	1,24	0,019	0,028	0,032	0,013	105
110	4,913	3,755	44	-3,7	2,083	0,336	1,308	0,019	0,028	0,032	0,014	110
115	5,116	3,717	45	-4	2,140	0,327	1,376	0,019	0,028	0,032	0,014	115
120	5,313	3,681	46	-4,2	2,197	0,319	1,443	0,019	0,028	0,032	0,014	120

ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ TEVA1=6^{0}C

freq	qcond	COP	tca2	teva2	pc_eq	pev_eq	wcomp	coefc1	coefc2	coefev	xmf	freq
Hz	KW		°C	°C	MPa	MPa	KW	KW/°Cm²	KW/°Cm²	KW/°Cm²	Kg/s	Hz
40	1,442	4,168	29	3,7	1,234	0,570	0,346	0,014	0,028	0,029	0,008	40
45	1,778	4,277	30	3,1	1,306	0,544	0,416	0,014	0,028	0,030	0,009	45
50	2,104	4,315	32	2,6	1,378	0,519	0,487	0,015	0,028	0,030	0,01	50
55	2,417	4,314	33	2	1,450	0,497	0,56	0,016	0,028	0,031	0,01	55
60	2,719	4,289	34	1,6	1,521	0,477	0,634	0,016	0,028	0,031	0,011	60
65	3,01	4,252	36	1,1	1,591	0,458	0,708	0,016	0,028	0,031	0,011	65
70	3,29	4,206	37	0,7	1,660	0,441	0,782	0,017	0,028	0,031	0,011	70
75	3,559	4,158	38	0,2	1,728	0,426	0,856	0,017	0,028	0,031	0,012	75
80	3,819	4,107	39	-0,1	1,795	0,411	0,93	0,017	0,028	0,032	0,012	80
85	4,07	4,056	41	-0,5	1,861	0,398	1,003	0,018	0,028	0,032	0,012	85
90	4,312	4,006	42	-0,9	1,926	0,386	1,076	0,018	0,028	0,032	0,013	90
95	4,546	3,957	43	-1,2	1,989	0,374	1,149	0,018	0,028	0,032	0,013	95
100	4,772	3,909	44	-1,6	2,052	0,363	1,221	0,019	0,028	0,032	0,013	100
105	4,991	3,863	45	-1,9	2,114	0,353	1,292	0,019	0,028	0,032	0,014	105
110	5,204	3,819	46	-2,2	2,175	0,344	1,363	0,019	0,028	0,032	0,014	110
115	5,411	3,776	47	-2,5	2,236	0,335	1,433	0,019	0,028	0,032	0,014	115
120	5,611	3,735	48	-2,7	2,295	0,326	1,502	0,020	0,028	0,032	0,014	120

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ TEVA1=8^0C

freq	qcond	COP	tca2	teva2	pc_eq	pev_eq	wcomp	coefc1	coefc2	coefev	xmf	freq
Hz	KW		°C	°C	MPa	MPa	KW	KW/°Cm²	KW/°Cm²	KW/°Cm²	Kg/s	Hz
40	1,655	4,564	30	5,3	1,284	0,585	0,363	0,014	0,028	0,029	0,009	40
45	2	4,593	31	4,7	1,360	0,558	0,435	0,015	0,028	0,030	0,009	45
50	2,333	4,574	33	4,1	1,436	0,532	0,51	0,015	0,028	0,030	0,01	50
55	2,654	4,529	34	3,6	1,511	0,510	0,586	0,016	0,028	0,031	0,01	55
60	2,963	4,472	36	3,1	1,585	0,489	0,663	0,016	0,028	0,031	0,011	60
65	3,26	4,408	37	2,6	1,659	0,470	0,739	0,017	0,028	0,031	0,011	65
70	3,546	4,343	38	2,2	1,731	0,452	0,816	0,017	0,028	0,031	0,012	70
75	3,821	4,277	39	1,8	1,802	0,436	0,893	0,017	0,028	0,031	0,012	75
80	4,086	4,212	41	1,4	1,873	0,421	0,97	0,018	0,028	0,032	0,012	80
85	4,341	4,15	42	1	1,942	0,408	1,046	0,018	0,028	0,032	0,013	85
90	4,588	4,09	43	0,6	2,010	0,395	1,122	0,018	0,028	0,032	0,013	90
95	4,827	4,032	44	0,3	2,077	0,383	1,197	0,019	0,028	0,032	0,013	95
100	5,057	3,977	45	-0,1	2,143	0,372	1,272	0,019	0,028	0,032	0,014	100
105	5,281	3,925	46	-0,4	2,208	0,362	1,346	0,019	0,028	0,032	0,014	105
110	5,498	3,875	47	-0,7	2,272	0,352	1,419	0,019	0,028	0,032	0,014	110
115	5,708	3,828	48	-1	2,335	0,343	1,491	0,020	0,028	0,032	0,015	115
120	5,913	3,782	49	-1,3	2,397	0,334	1,563	0,020	0,028	0,032	0,015	120

ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ TEVA1=10^0C

freq	qcond	COP	tca2	teva2	pc_eq	pev_eq	wcomp	coefc1	coefc2	coefev	xmf	freq
Hz	KW		°C	°C	MPa	MPa	KW	KW/°Cm²	KW/°Cm²	KW/°Cm²	Kg/s	Hz
40	1,869	4,922	31	6,8	1,336	0,600	0,38	0,014	0,028	0,029	0,009	40
45	2,223	4,878	32	6,2	1,416	0,572	0,456	0,015	0,028	0,030	0,009	45
50	2,564	4,807	34	5,7	1,495	0,546	0,533	0,016	0,028	0,030	0,01	50
55	2,893	4,723	35	5,1	1,574	0,522	0,612	0,016	0,028	0,031	0,011	55
60	3,208	4,636	37	4,6	1,652	0,501	0,692	0,017	0,028	0,031	0,011	60
65	3,512	4,549	38	4,2	1,729	0,481	0,772	0,017	0,028	0,031	0,012	65
70	3,804	4,464	39	3,7	1,805	0,463	0,852	0,017	0,028	0,031	0,012	70
75	4,084	4,383	41	3,3	1,880	0,447	0,932	0,018	0,028	0,032	0,012	75
80	4,354	4,305	42	2,9	1,954	0,432	1,011	0,018	0,028	0,032	0,013	80
85	4,615	4,232	43	2,5	2,026	0,418	1,09	0,018	0,028	0,032	0,013	85
90	4,867	4,163	44	2,1	2,098	0,405	1,169	0,019	0,028	0,032	0,013	90
95	5,11	4,098	45	1,8	2,168	0,392	1,247	0,019	0,028	0,032	0,014	95
100	5,345	4,037	46	1,4	2,237	0,381	1,324	0,019	0,028	0,032	0,014	100
105	5,573	3,979	47	1,1	2,305	0,370	1,401	0,020	0,028	0,032	0,014	105
110	5,794	3,924	48	0,8	2,372	0,360	1,476	0,020	0,028	0,032	0,015	110
115	6,008	3,872	49	0,5	2,438	0,351	1,552	0,020	0,028	0,032	0,015	115
120	6,216	3,823	50	0,2	2,503	0,342	1,626	0,020	0,028	0,032	0,015	120

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 5.

ΕΛΕΓΧΟΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΥΠΟ ΔΙΑΦΟΡΕΤΙΚΕΣ ΣΥΝΘΗΚΕΣ

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 5.1. ΒΕΛΤΙΩΣΗ ΤΩΝ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΩΝ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΑΠΟ ΤΗΝ ΠΛΕΥΡΑ ΤΟΥ ΑΕΡΑ

T (C)	Freq (Hz)	ho/ ho baseline	qcond (KW)	qcond/ qcond baseline	COP	COP/ COP baseline
-1	**98**	**1**	**3,772**	**1,000**	**3,664**	**1,000**
-1	98	2	5,156	1,367	4,813	1,314
-1	98	3	5,896	1,563	5,345	1,459
-1	98	5	6,598	1,749	5,796	1,582
-1	98	8	6,989	1,853	6,025	1,644
-1	98	10	7,103	1,883	6,090	1,662
-1	98	15	7,230	1,917	6,163	1,682
-1	98	20	7,279	1,930	6,192	1,690
-1	98	25	7,303	1,936	6,207	1,694
-1	98	30	7,316	1,940	6,216	1,697
5	**98**	**1**	**4,623**	**1,000**	**3,958**	**1,000**
5	98	2	6,376	1,379	5,189	1,311
5	98	3	7,316	1,583	5,744	1,451
5	98	5	8,21	1,776	6,202	1,567
5	98	8	8,704	1,883	6,431	1,625
5	98	10	8,847	1,914	6,495	1,641
5	98	15	9,003	1,947	6,567	1,659
5	98	20	9,061	1,960	6,596	1,666
5	98	25	9,09	1,966	6,611	1,670
5	98	30	9,105	1,970	6,620	1,673
10	**98**	**1**	**5,348**	**1,000**	**4,134**	**1,000**
10	98	2	7,416	1,387	5,403	1,307
10	98	3	8,529	1,595	5,961	1,442
10	98	5	9,588	1,793	6,415	1,552
10	98	8	10,171	1,902	6,638	1,606
10	98	10	10,337	1,933	6,700	1,621
10	98	15	10,517	1,967	6,771	1,638
10	98	20	10,583	1,979	6,800	1,645
10	98	25	10,615	1,985	6,815	1,649
10	98	30	10,632	1,988	6,824	1,651

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 5.2. ΑΛΛΑΓΗ ΙΣΧΥΟΣ ΤΩΝ ΑΝΕΜΙΣΤΗΡΩΝ

T (C)	Freq (Hz)	uaircon (Kg/s)	uaircon/ uaircon baseline	uairev (Kg/s)	uairev/ uairev baseline	qcond (KW)	qcond/ qcond baseline	COP	COP/ COP baseline
-1	45	0,05475	0,25	0,1175	0,25	0,582	0,571	1,578	0,546
-1	45	0,1095	0,5	0,235	0,5	0,752	0,737	2,096	0,725
-1	**45**	**0,219**	1	**0,47**	1	**1,02**	1,000	**2,891**	1,000
-1	45	0,438	2	0,94	2	1,411	1,383	4,042	1,398
-1	45	0,657	3	1,41	3	1,702	1,669	4,902	1,696
-1	45	0,876	4	1,88	4	1,938	1,900	5,596	1,936
-1	80	0,05475	0,25	0,1175	0,25	1,57	0,541	1,766	0,487
-1	80	0,1095	0,5	0,235	0,5	2,072	0,714	2,492	0,687
-1	**80**	**0,219**	1	**0,47**	1	**2,902**	1,000	**3,63**	1,000
-1	80	0,438	2	0,94	2	4,166	1,436	5,331	1,469
-1	80	0,657	3	1,41	3	5,148	1,774	6,639	1,829
-1	80	0,876	4	1,88	4	5,963	2,055	7,716	2,126
-1	100	0,05475	0,25	0,1175	0,25	2,089	0,551	1,729	0,481
-1	100	0,1095	0,5	0,235	0,5	2,718	0,717	2,454	0,683
-1	**100**	**0,219**	1	**0,47**	1	**3,791**	1,000	**3,594**	1,000
-1	100	0,438	2	0,94	2	5,451	1,438	5,308	1,477
-1	100	0,657	3	1,41	3	6,756	1,782	6,633	1,846
-1	100	0,876	4	1,88	4	7,849	2,070	7,728	2,150
5	45	0,05475	0,25	0,1175	0,25	0,854	0,512	1,975	0,481
5	45	0,1095	0,5	0,235	0,5	1,171	0,702	2,812	0,685
5	**45**	**0,219**	1	**0,47**	1	**1,669**	1,000	**4,106**	1,000
5	45	0,438	2	0,94	2	2,396	1,436	5,996	1,460
5	45	0,657	3	1,41	3	2,942	1,763	7,415	1,806
5	45	0,876	4	1,88	4	3,383	2,027	8,561	2,085
5	80	0,05475	0,25	0,1175	0,25	1,941	0,527	1,88	0,464
5	80	0,1095	0,5	0,235	0,5	2,597	0,705	2,723	0,673
5	**80**	**0,219**	1	**0,47**	1	**3,686**	1,000	**4,049**	1,000
5	80	0,438	2	0,94	2	5,351	1,452	6,037	1,491
5	80	0,657	3	1,41	3	6,647	1,803	7,564	1,868
5	80	0,876	4	1,88	4	7,725	2,096	8,822	2,179
5	100	0,05475	0,25	0,1175	0,25	2,513	0,543	1,796	0,464
5	100	0,1095	0,5	0,235	0,5	3,29	0,711	2,602	0,672
5	**100**	**0,219**	1	**0,47**	1	**4,63**	1,000	**3,872**	1,000
5	100	0,438	2	0,94	2	6,71	1,449	5,782	1,493
5	100	0,657	3	1,41	3	8,348	1,803	7,256	1,874
5	100	0,876	4	1,88	4	9,723	2,100	8,472	2,188
10	45	0,05475	0,25	0,1175	0,25	1,09	0,490	2,215	0,454
10	45	0,1095	0,5	0,235	0,5	1,531	0,689	3,257	0,668
10	**45**	**0,219**	1	**0,47**	1	**2,223**	1,000	**4,878**	1,000
10	45	0,438	2	0,94	2	3,238	1,457	7,257	1,488
10	45	0,657	3	1,41	3	4,002	1,800	9,049	1,855
10	45	0,876	4	1,88	4	4,621	2,079	10,499	2,152
10	80	0,05475	0,25	0,1175	0,25	2,266	0,520	1,943	0,451
10	80	0,1095	0,5	0,235	0,5	3,047	0,700	2,86	0,664
10	**80**	**0,219**	1	**0,47**	1	**4,354**	1,000	**4,305**	1,000
10	80	0,438	2	0,94	2	6,357	1,460	6,473	1,504
10	80	0,657	3	1,41	3	7,92	1,819	8,138	1,890
10	80	0,876	4	1,88	4	9,222	2,118	9,508	2,209

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

10	100	0,05475	0,25	0,1175	0,25	2,885	0,540	1,83	0,453
10	100	0,1095	0,5	0,235	0,5	3,783	0,708	2,686	0,665
10	**100**	**0,219**	1	**0,47**	1	**5,345**	1,000	**4,037**	1,000
10	100	0,438	2	0,94	2	7,777	1,455	6,068	1,503
10	100	0,657	3	1,41	3	9,698	1,814	7,632	1,891
10	100	0,876	4	1,88	4	11,311	2,116	8,92	2,210

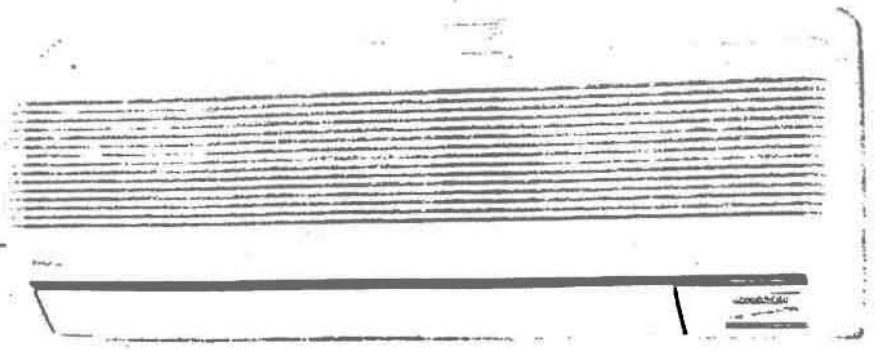
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 6.

ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΓΙΑ ΤΗΝ ΚΛΙΜΑΤΙΣΤΙΚΗ ΜΟΝΑΔΑ ΤΟΥ ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟΥ ΦΥΣΙΚΩΝ & ΧΗΜΙΚΩΝ ΔΙΕΡΓΑΣΙΩΝ

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Functions

Indoor Unit



FOR ALL OPERATIONS

POWER ⏻ **Power Switch OFF / ON ⏻**

AUTO OFF / ON **Automatic Operation Switch**

- Used when the remote control cannot be used.

Remote Control Signal Receiving Sound Control OFF/ON ※

- It can be controlled by pressing Automatic Operation Switch for 10 seconds.

TEST RUN OFF / ON **Test Run Operation**

- Used when test running or servicing.
- Compressor operation: rated frequency
  Cooling: 72Hz (CS-G90KE), 78Hz (CS-G120KE)
  Heating: 92Hz (CS-G90KE), 98Hz (CS-G120KE)

Operation Indication Lamps

- POWER (Red) – Lights up in operation, blinks in Automatic Operation judging and Hot Start operation.
- TIMER (Orange) – Lights up in Timer Setting. Blinks in Self Diagnosis Control.
- SLEEP (Orange) – Lights up in Sleep Mode Operation.

Power Monitor Display ※

- Lights up during compressor operation.

Operation Mode

- Automatic, Heating, Cooling, Soft Dry and Fan Operation.

Automatic Restart Control ※

- Operation is restarted after power failure at previous setting mode.

Sleep Operation Mode ※

Timer Operation ※

Powerful Mode ※

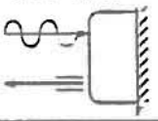
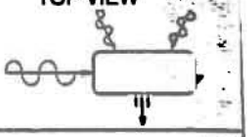
- For quick cooling or heating

Indoor Fan Speed Control ※

Airflow Direction Control ※

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Product Specifications

			Unit	CS-G120KE	CU-G120KE
Cooling Capacity			kW Btu/h	3.45 (1.06 - 3.85) 11,700 (3,600 - 13,100)	
Heating Capacity			kW Btu/h	4.80 (0.98 - 6.10) 16,300 (3,300 - 20,800)	
Moisture Removal			ℓ/h Pint/h	2.0 4.2	
Power Source			Phase V Cycle	Single 230 50	
Airflow Method			OUTLET INTAKE	SIDE VIEW 	TOP VIEW 
Air Volume	Indoor Air (Lo)		m³/min (cfm)	Cooling ; 7.4 (261) Heating ; 7.6 (268)	–
	Indoor Air (Me)		m³/min (cfm)	Cooling ; 8.1 (286) Heating ; 8.3 (293)	–
	Indoor Air (Hi)		m³/min (cfm)	Cooling ; 9.3 (328) Heating ; 9.8 (346)	–
	Outdoor Air		m³/min (cfm)	–	26.4 (930)
Noise Level			dB (A)	Cooling ; High 41, Low 37 Heating ; High 41, Low 37	Cooling ; 49 Heating ; 51
Electrical Data	Input		kW	Cooling ; 1.24 (0.355 - 1.53) Heating ; 1.70 (0.34 - 2.10)	
	Running Current		A	Cooling ; 5.5 (max. 6.7) Heating ; 7.5 (max. 9.1)	
	COP		W/W	Cooling ; 2.8 Heating ; 2.9	
	Starting Current		A	9.1	
Piping Connection Port (Flare piping)			inch inch	G ; Half Union 1/2" L ; Half Union 1/4"	G ; 3-way valve 1/2" L ; 2-way valve 1/4"
Pipe Size (Flare piping)			inch inch	G (gas side) ; 1/2" L (liquid side) ; 1/4"	G (gas side) ; 1/2" L (liquid side) ; 1/4"
Drain Hose	Inner diameter		mm	12	–
	Length		m	0.7	–
Power Cord Length Number of core-wire				2.1 m 3 core wires × 1.5 mm²	– –
Dimensions	Height		inch (mm)	11-7/16 (290)	19-29/32 (505)
	Width		inch (mm)	31-15/32 (799)	30-23/32 (780)
	Depth		inch (mm)	6-29/32 (175)	9-21/32 (245)
Net Weight			lb (kg)	18 (8.0)	92 (42)
Compressor	Type			–	Rotary (1 cylinder) rolling piston type
	Motor	Type		–	Induction (2-poles)
	Rated	Output	W	–	650
Air Circulation		Type		Cross-flow Fan	Propeller Fan
		Material		AS + Glass Fiber 30%	AES + Glass Fiber 12%
	Motor	Type		Transistor (4-poles)	Induction (6-poles)
		Input	W	–	70
		Rated Output	W	20	30
	Fan Speed	Low	rpm	1,200	–
		Medium	rpm	1,310	–
		High (Heating)	rpm	1,500 (1,550)	780

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Product Specifications

		Unit	CS-G120KE	CU-G120KE
Heat Exchanger	Description		Evaporator	Condenser
	Tube material		Copper	Copper
	Fin material		Aluminium	Aluminium
	Fin Type		Slit Fin	Corrugated Fin
	Row / Stage		(Plate fin configuration, forced draft) 2/12	2/19
	FPI		21	17
	Size (W × H × L)	mm	600 × 252 × 25.4	646.2 × 482.6 × 44
Refrigerant Control Device			–	Capillary Tube
Refrigeration Oil		(c.c)	–	SUNISO 4GDID or ATMOS M60 (270)
Refrigeration (R-22)		g (oz)	–	970 (34.2)
Thermostat			Electronic Control	–
Protection Device			–	Electronic Control
Capillary Tube	Length	mm	–	Cooling ; 880, Heating ; 535
	Flow Rate	ℓ/min	–	Cooling ; 6.75, Heating ; 15.0
	Inner Diameter	mm	–	Cooling ; 1.2, Heating ; 1.6
Air Filter	Material		P.P.	–
	Style		Honeycomb	–
Capacity Control			Capillary Tube	
Fan Motor Capacitor		µF, VAC	–	1.5 µF, 400 VAC

• Specifications are subject to change without notice for further improvement.

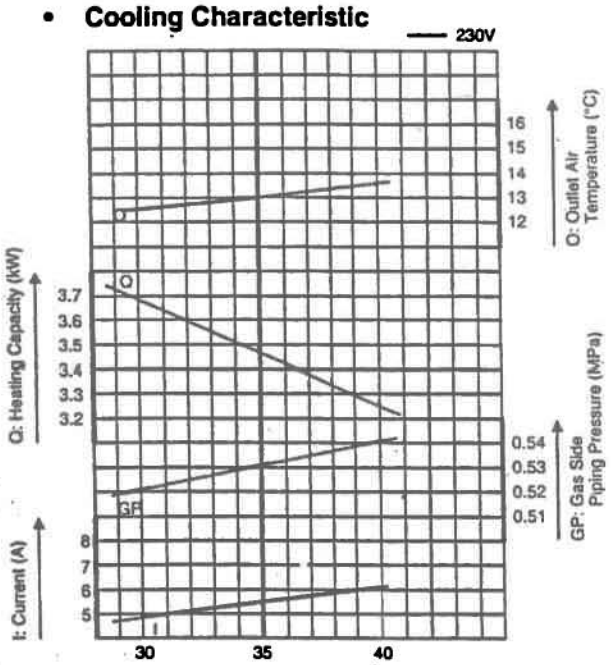
Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38

Technical Data

■ Operation characteristics

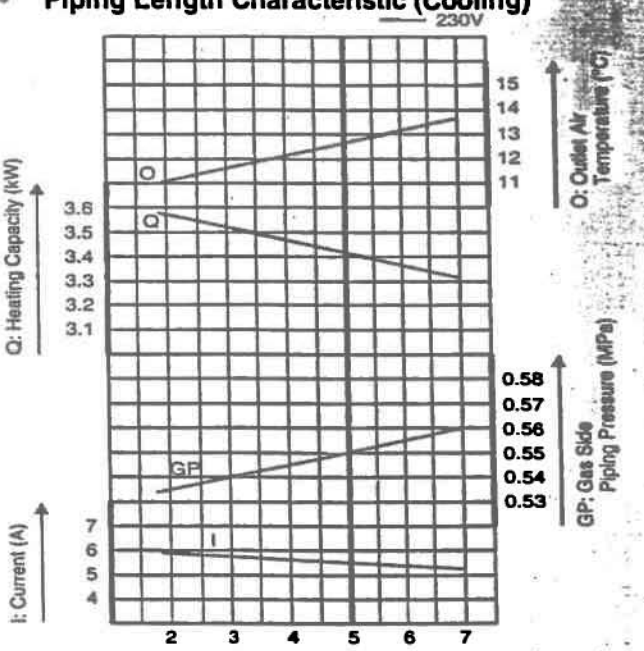
CS-G120KE / CU-G120KE

- **Cooling Characteristic**



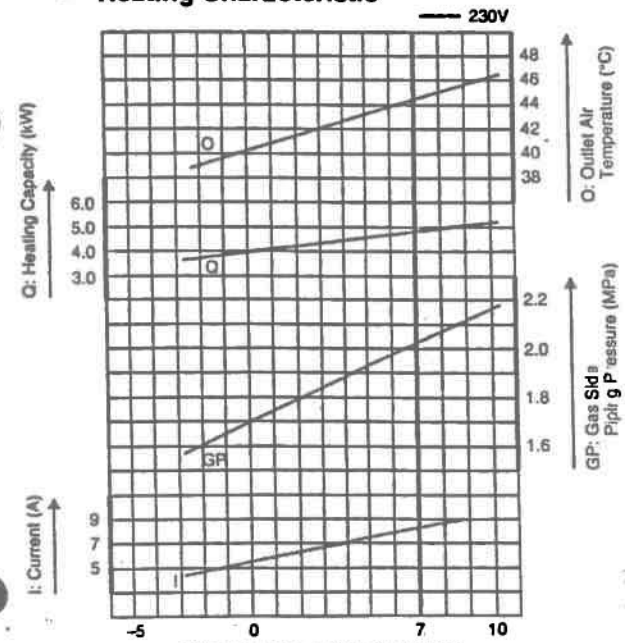
[Condition] Room temperature: 27/19°C
Cooling operation: at High Fan
Piping length: 5m
Rated Frequency Operation

- **Piping Length Characteristic (Cooling)**



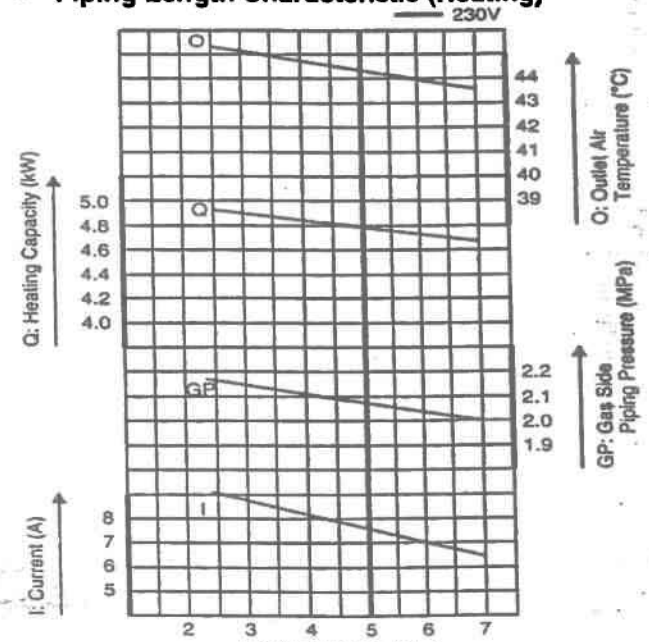
[Condition] Room temperature: 27/19°C
Outdoor temperature: 35/24°C
Cooling operation: at High Fan
Rated Frequency Operation

- **Heating Characteristic**



[Condition] Room temperature: 20°C
Heating Operation: at High Fan
Piping length: 5m
Rated Frequency Operation

- **Piping Length Characteristic (Heating)**



[Condition] Room temperature: 20°C
Outdoor temperature: 7/6°C
Heating operation: at High Fan
Rated Frequency Operation

Institutional Repository - Library & Information Centre - University of Thessaly
02/05/2026 14:13:36 EEST - 216.73.217.38